CONTRACT SERIAL NO.
23440-8-9209-01-SQ

CONTRACTOR: SORENCO LTEE

DEVELOPPEMENT ET ESSAIS D'UNE POMPE A CHALEUR A FABRICATION DE GLACE

RAPPORT FINAL

version française

Présenté à:

Energie, Mines et Ressources Canada

(DOSSIER MAS 14SQ.23440-8-9)

par: Sorenco ltée

Rédigé par: Marc-André Paradis
Richard Turcot

30 août 1990

91-06115/

DEVELOPPEMENT ET ESSAIS D'UNE POMPE A CHALEUR A FABRICATION DE GLACE

RAPPORT FINAL

version française

Présenté à:

Energie, Mines et Ressources Canada

(DOSSIER MAS 14SQ.23440-8-9)

par: Sorenco ltée

Rédigé par: Marc-André Paradis
Richard Turcot

96 pp +16

30 août 1990

MICROMEDIA

SUMMARY

In March 1989, Sorenco Ltée contracted with E.M.R. Canada to build and test a new type of ice slurry generator based on a little known phenomenon called water supercooling. This report gives a detailed account of the work accomplished since then.

The machine has been built and tested. It performed very well, results being sometimes above our most optimistic expectations.

For example, it has been found that the machine could generate ice slurries from just about any type of water, from the pure and highly filtered water to the very polluted or saline water.

It was also discovered that it is possible to vary the size of the ice cristals generated, which could be important in some applications such as water purification.

Finally, it was realized that this type of machine can be used as a full-range chiller, the temperature of the water from the cooler being anywhere between 7°C and 0 °C.

The name given to this new technology is SUPERPAC (for: super pompe à chaleur, or super heat pump) .

RESUME

En mars 1989, la compagnie Sorenco Ltée s'engageait par contrat, avec E.M.R. Canada, à construire et à tester un nouveau type de générateur de glace en purée basé sur le phénomène peu connu du sur-refroidissement de l'eau. Ce contrat portait le numéro mentionné ci-dessus. Le présent rapport a pour but de rendre compte du travail accompli depuis cette date.

On peut dire en résumé que l'appareil en question a été fabriqué, que les essais demandés ont été effectués et que les résultats obtenus sont très encourageants et ont souvent même dépassé les attentes les plus optimistes.

Entres autres, il a été prouvé que l'appareil pouvait générer de la glace en purée avec de l'eau de qualité très variable, allant de l'eau pure et bien filtrée jusqu'à l'eau très polluée en passant par l'eau de mer la plus salée.

Il a aussi été découvert qu'il était possible de faire varier à volonté la grosseur des cristaux fabriqués, ce qui pourrait s'avérer très intéressant dans certaines applications, notamment dans le domaine de la dépollution.

Il a enfin été prouvé que l'appareil pouvait être utilisé comme refroidisseur d'eau. Mais contrairement aux appareils conventionnels, qui ne refroidissent l'eau qu'à 7 °C, les appareils à sur-refroidissement peuvent refroidir l'eau jusqu'à 0 °C si désiré.

A la technologie ainsi développée, on a donné le nom de SUPERPAC.

TABLE DES MATIERES

Page

RESUME i

TABLE DES MATIERES ii

CHAPITRE 1 : LA TECHNOLOGIE SUPERPAC 1

1,0 Introduction 1

1.1 Historique 2

1.2 Description 3

1.2.1 Le sur-refroidissement de l'eau 3

1.2.2 La PAC/FG à sur-refroidissement 5

1.2.3 Les essais du prototype de laboratoire 6

1.3 Applications 8

1.3.1 Climatisation 8

1.3.2 Pompe thermique eau-air 11

1.3.3 Pompe thermique assistée 13

1.3.4 Climatisation urbaine avec stockage local 15

1.3.5 Appoint pour les systèmes conventionnels: cas #1 19

1.3.6 Appoint pour les systèmes conventionnels: cas #2 22

CHAPITRE 2 : DESCRIPTION DU PROTOTYPE ET ESSAIS 26

2.1 Description du prototype de démonstration 26

2.2 Tests de performance 30

2.3 Tests de fiabilité 32

2.4 Etude des propriétés de la glace 33

2.5 Types d'eau utilisés lors des tests 34

2.5.1 Eau d'aqueduc 34

2.5.2 Eau salée 34

2.5.3 Eau polluée 35

2.5.4 Eau de surface 36

2.5.5 Eau avec additifs 37

2.6 Tests de filtration de l'eau 37

CHAPITRE 3 : ANALYSE DES RESULTATS 38
3.1 Tests de performance 38
3.1.1 Eau d'aqueduc 39
3.1.2 Eau salée 41
3.1.3 Eau polluée 42
3.1.4 Eau de surface 43
3.1.5 Eau avec additifs 44
3.2 Tests de fiabilité 44
3.2.1 Eau d'aqueduc 44
3.2.2 Eau salée 45
3.2.3 Eau polluée 45
3.2.4 Eau de surface 46
3.2.5 Eau avec additifs 46
3.3 Etude des propriétés de la glace 46
3.3.1 Eau d'aqueduc 46
3.3.2 Eau salée 47
3.3.3 Eau polluée 49
3.3.4 Eau de surface 52
3.3.5 Eau avec additifs 53
3.4 Remarques importantes sur l'interprétation des résultats des mesures de la conductivité de la glace 54
3.5 Tests de filtration de l'eau 55

CONCLUSION 56

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 58

ANNEXE A: TABLEAUX ET FIGURES DES RESULTATS EXPERIMENTAUX 59

ANNEXE B: SPECIFICATIONS TECHNIQUES DES COMPOSANTES DU PROTOTYPE DE DEMONSTRATION SUPERPAC 79

CHAPITRE 1

LA TECHNOLOGIE SUPERPAC

1.0 Introduction

En 1983, l'Assemblée générale des Nations unies créait la Commission sur l'Environnement et le Développement. Le mandat de la commission consistait à formuler "un agenda global pour le changement".

L'une des sept recommandations contenues dans le rapport final de la commission concernait la façon dont les besoins en énergie devraient être comblés. La commission recommandait entre autres l'adoption de systèmes à "énergies douces", celles-ci étant définies comme un ensemble de stratégies commerciales et industrielles conçues pour réduire la dépendance envers les sources d'énergie conventionnelles. L'utilisation plus généralisée des pompes à chaleur devait faire partie de ces stratégies.

L'efficacité énergétique des pompes à chaleur (PAC) est en effet tout à fait remarquable. Si on se limite pour le moment au cas des PAC conventionnelles mues à l'électricité, on peut dire que pour chaque kWh d'énergie électrique qu'on entre dans l'appareil, on en sort de deux à cinq kWh d'énergie thermique utile. Les PAC peuvent être utilisées pour le chauffage et la climatisation de l'espace, pour le chauffage de l'eau sanitaire, pour le transfert d'énergie thermique dans les procédés industriels, etc. On peut même s'organiser dans certains cas pour que le même appareil puisse être utilisé en même temps pour du chauffage d'espace et de la cli-

matisation d'espace: l'efficacité globale du système devient alors vraiment unique. Les bienfaits relatifs d'une telle installation sur l'environnement sont évidents.

Les PAC sont donc de plus en plus regardées comme un des choix logiques pour un futur soutenable et les avantages que leur utilisation représente pour la société sont maintenant bien connus.

La recherche et le développement portant sur les PAC et leur utilisation ne sont cependant pas terminées, loin de là, notamment dans les domaines du chauffage et de la climatisation d'espace. On en verra un exemple dans les pages qui suivent.

1.1 Historique

La recherche qui a mené au développement de la technologie SUPERPAC a débuté au Laboratoire EDEN du département de génie mécanique de l'Université Laval, au début des années 80. Il semblait alors aux chercheurs de l'EDEN que les systèmes de chauffage actuels n'utilisent pas au mieux l'énergie disponible. Après une étude des différentes alternatives, on en était arrivés alors aux conclusions suivantes, conclusions qui sont encore tout à fait valides aujourd'hui.

Si certains ont crû que les systèmes solaires actifs pouvaient apporter une solution partielle aux problèmes énergétiques, il devient de plus en plus évident que sauf pour quelques rares applications, la rentabilité n'est pas pour bientôt. De plus, on doit réaliser que ces systèmes peuvent détériorer le profil de charge d'un réseau d'électricité.

Quant aux PAC air-air, elles peuvent climatiser l'été et faire épargner de l'énergie de chauffage pendant l'automne et le printemps. Mais pendant l'hiver, elles requièrent toujours un appoint, ce qui diminue grandement leur coefficient de performance saisonnier. Cet appoint étant le plus souvent électrique, il y a en plus une détérioration importante du profil de charge du réseau. Compte tenu de leur prix d'achat, les PAC air-air

demeurent donc pour l'utilisateur d'une rentabilité assez marginale. Pour le fournisseur d'électricité, elles sont nettement désavantageuses.

Quant aux PAC eau-air, elles tirent en général leur énergie soit directement de l'eau de la nappe phréatique, soit indirectement du sol au moyen d'un échangeur de chaleur. Dans les deux cas, les coûts de la PAC sont raisonnables, mais les frais d'installation (creusage, etc.) sont élevés. Encore là, la rentabilité n'est pas toujours évidente.

Il fallait donc trouver des alternatives à ces systèmes conventionnels. La voie choisie, à l'EDEN, fut alors de chercher à coupler les PAC eau-air et l'énergie solaire active. Il semblait en effet que ce couplage permettrait de tirer le meilleur parti de chacune des composantes du système. On savait par exemple que pour faire fonctionner des capteurs solaires au maximum de leur potentiel, il fallait que l'eau à chauffer soit au départ la plus froide possible. De plus, si l'on voulait que le système ait une autonomie raisonnable, (disons 7 jours sans soleil), il fallait une grande capacité de stockage. Le changement de phase de l'eau devenait alors intéressant. Une étude des divers types de PAC à fabrication de glace (PAC/FG) alors sur le marché permit cependant de constater que ce qui était disponible comme technologie était complexe et fort chère.

L'idée d'utiliser le sur-refroidissement de l'eau pour générer de la glace en purée est née au cours de l'année 1982. Surtout connu des météorologues, ce phénomène n'avait fait l'objet d'aucune recherche connue en ce qui a trait à son utilisation dans une machine d'utilisation courante. A la technologie qui a résulté de ces recherches, on a donné le nom de SUPERPAC (pour: super Pompe A Chaleur)

1.2 Description

1.2.1 Le sur-refroidissement de l'eau.

Il a été observé que les changements de phase s'accompagnaient généralement d'une "instabilité" par laquelle une substance tend à conserver

sa phase initiale jusqu'à des températures dépassant nettement la température d'équilibre des phases. Le sur-refroidissement de l'eau est une telle instabilité de phase: l'eau conserve sa phase liquide jusqu'à des températures bien en dessous du point dit "de congélation" de 0 °C.

Ce que l'on constate, en fait, c'est que la température de nucléation et la température d'équilibre des phases sont deux paramètres très différents. Pour l'eau pure, la température d'équilibre des phases est bien de 0 °C. Mais sa température de nucléation (i.e. celle à laquelle apparaît le premier cristal de glace lorsqu'on la refroidit) est loin d'être aussi clairement définie. Dans le cas de l'eau absolument pure et en l'absence de tout facteur perturbateur, la température de nucléation "naturelle" semble être située bien en-dessous de -30°C. Des températures de -75 °C ont mêmes déjà été relatées pour de l'eau sous forme de fines gouttelettes. Pour l'eau du robinet au repos dans un tuyau, cette température est plutôt de l'ordre de -5 °C [1]. L'eau qui demeure ainsi à l'état liquide sous sa température d'équilibre des phases est dite sur-refroidie. On la dit aussi parfois "sur-fondue".

Si un morceau de glace, même très petit, touche à de l'eau sur-refroidie, la congélation commencera immédiatement à la surface du morceau de glace et se propagera rapidement jusqu'à ce que suffisamment d'énergie latente ait été libérée pour augmenter la température de l'ensemble jusqu'au point d'équilibre des phases, i.e. jusqu'à 0 °C pour l'eau pure. La glace ainsi formée à partir d'eau sur-refroidie n'est pas de la glace solide comme on la voit normalement. C'est plutôt de la glace dendritique qui croît en cristaux ayant la forme de plaques minces dispersées dans l'eau liquide. Par exemple, on pourra parfois obtenir des plaques d'environ 0,5 mm d'épaisseur ayant plus d'une dizaine de cm^2 de surface. Ces énormes cristaux sont évidemment très fragiles mécaniquement.

La solidification de l'eau sur-refroidie peut aussi être initiée autrement que par la présence d'un morceau de glace. En fait, la température de nucléation peut dépendre de multiples facteurs, mais on s'accorde à dire que le principal facteur serait la présence dans l'eau de germes de cristallisation qui sont le plus souvent des impuretés ayant approximativement la

forme d'un cristal de glace: poussières, etc. Une multitude d'autres facteurs sont aussi à considérer, en particulier les chocs mécaniques.

Si les méthodes d'initiation du gel d'une certaine quantité d'eau sur-refroidie semblent assez bien connues, celles qui s'opposent au gel le sont beaucoup moins. Mais déjà en 1858, A. Mousson écrivait [2] que l'eau était plus facile à sur-refroidir si elle était, par exemple, sous forme de fines gouttelettes ou encore à l'intérieur d'un fin capillaire. Mousson concluait en disant que tout ce qui empêchait la réorganisation spatiale des molécules d'eau favorisait le sur-refroidissement.

Dans le cas de l'eau au repos, le sur-refroidissement a été étudié par de nombreux chercheurs, surtout en rapport avec le gel dans les tuyaux d'aqueduc et avec le gel des gouttelettes d'eau dans l'atmosphère. Par contre, pour l'eau du robinet en mouvement dans les tuyaux, seulement deux études ont pu être localisées. La conclusion de la plus intéressante des deux études [3] était que la température de nucléation est difficilement prévisible, mais que le sur-refroidissement de l'eau en mouvement dans un tuyau est possible et qu'il peut devenir presque stable. C'est ce phénomène, qu'on dira "métastable", qui est utilisé pour la première fois dans la SUPERPAC.

1.2.2 La PAC/FG à sur-refroidissement

La principale caractéristique de la SUPERPAC est sa capacité d'extraire de l'énergie d'une eau liquide dont la température est aux environs du 0 °C à l'entrée de l'évaporateur et cela sans la rendre solide: en effet, en sortant de l'évaporateur, l'eau est encore liquide et à une température pouvant être nettement sous la température d'équilibre des phases, i.e. à l'état sur-refroidi.

Si cette eau sur-refroidie est retournée à un réservoir, le contact du jet d'eau avec une partie quelconque du réservoir (choc mécanique) provoquera normalement un changement de phase: il y aura séparation de l'eau en une partie solide et une partie liquide, séparation qui remettra le mé-

lange à la température d'équilibre de 0 °C. Compte tenu de l'énergie de changement de phase de 335 kJ/kg, il y aura 1,25 % en masse de particules solides pour chaque degré Celcius de sur-refroidissement.

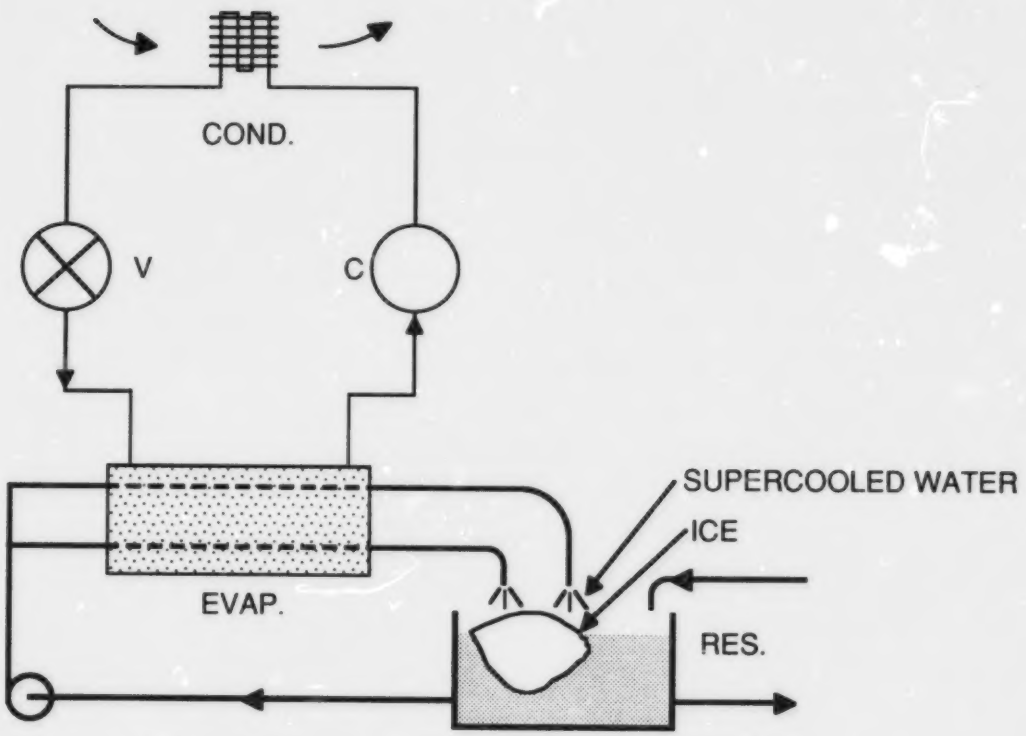
La figure 1.1 montre le schéma de principe de la SUPERPAC. On remarquera que l'évaporateur n'est pas de conception usuelle: l'eau passe dans des tubes de faible diamètre pour tomber ensuite dans le réservoir de stockage.

Le réfrigérant s'évapore au contact de l'extérieur plus chaud des tubes à eau. Lorsque la température de l'eau d'entrée à l'évaporateur s'approche de 0 °C, l'eau de sortie est sur-refroidie. Lorsque cette eau est retournée au réservoir, elle pourra se changer partiellement en glace. La partie encore liquide retournera éventuellement à l'évaporateur et d'autre glace sera formée. Les cristaux de glace, moins denses, flottent en surface du réservoir. Ce mélange eau-glace pourra être utilisé de différentes façons.

1.2.3 Les essais du prototype de laboratoire

Un prototype d'une capacité nominale de 3 kW a d'abord été construit et une série d'essais a été effectuée au Laboratoire EDEN de l'Université Laval, à Ste-Foy. Durant un essai typique, les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur étaient respectivement de +0,56 et -1,48 °C. Dans ces conditions, de la glace était fabriquée de façon stable au réservoir. Le coefficient de performance global en chauffage était alors de l'ordre de 2,5. La température minimum atteinte durant les essais a été de -2,1 °C pour l'eau sur-refroidie. Il n'était cependant pas possible de faire fonctionner l'appareil lorsque la température du réservoir baissait sous 0,5 °C.

Les essais ont aussi montré que durant la fabrication de la glace, dans l'évaporateur, on pouvait garder indéfiniment une faible différence de température entre le réfrigérant et l'eau, soit -5 °C environ. Dans les systèmes conventionnels, la fabrication de glace se fait avec des ΔT allant jusqu'à 10 °C, ce qui entraîne une baisse du coefficient de performance. Un



SUPERPAC PRINCIPLE DIAGRAM

FIGURE 1.1

rapport complet sur ces essais a été présenté en 1987 lors d'un congrès en Allemagne [4].

Suite aux résultats encourageants obtenus au Laboratoire EDEN, il devenait évident que cette technologie pouvait être commercialisée. La construction et l'essai d'un modèle de démonstration est la première étape de ce processus de commercialisation.

1.3 Applications

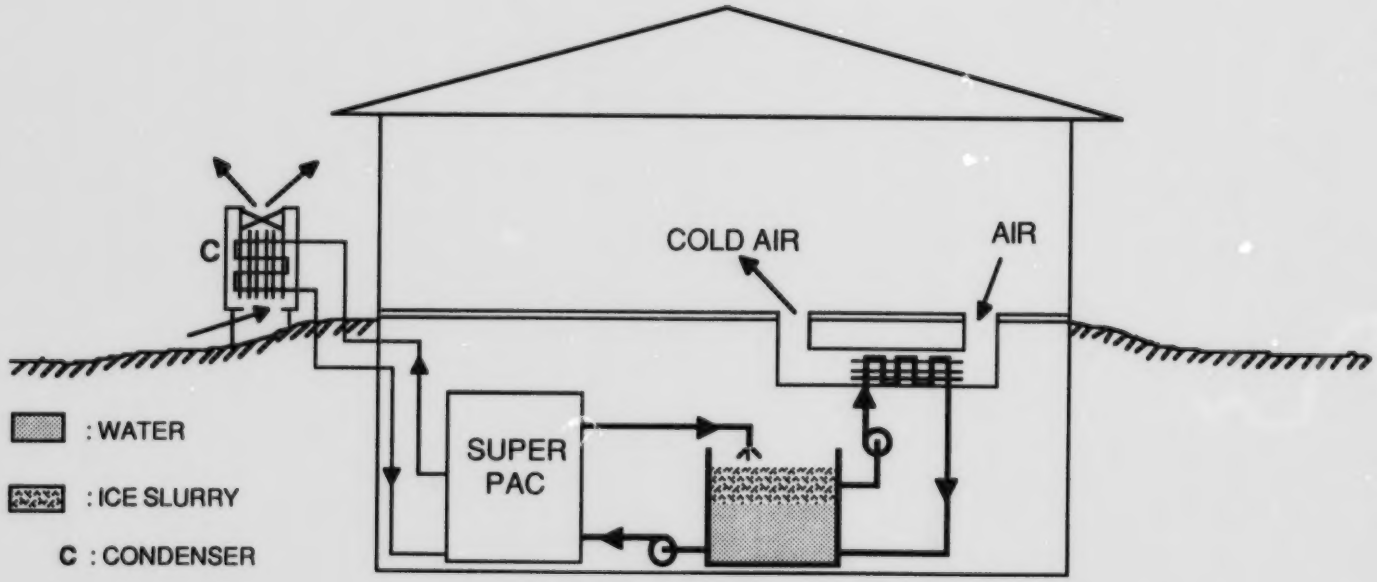
Lorsqu'elle sera complètement développée, cette nouvelle technologie aura de nombreuses applications, particulièrement dans en gestion de l'énergie.

1.3.1 Climatisation

La figure 1.2 montre une application très intéressante dans le domaine de la climatisation. Le fluide caloporteur circulant dans l'échangeur de chaleur situé dans la gaine d'air pulsé peut alors être soit de l'eau glacée soit un mélange eau-glace. Des essais ont montré que de tels mélanges comportant jusqu'à 20% et plus de particules solides pouvaient circuler sans problèmes dans toutes les composantes d'un système, y compris dans les pompes et les échangeurs. En comparaison avec les systèmes de climatisation conventionnels, les avantages des systèmes à génération de purée de glace sont nombreux. Ainsi:

-l'échangeur opérant à plus faible température, il peut être de plus faibles dimensions

-la capacité d'un mélange eau-glace d'absorber de l'énergie calorifique étant beaucoup plus grande que celle de l'eau froide, les débits de fluide caloporteur peuvent être d'environ 70% plus faibles pour une même puissance de réfrigération la puissance de pompage est réduite de plus de



AIR CONDITIONNING WITH

SUPERPAC

FIGURE 1.2

70%. D'abord parce que le débit de fluide à pomper est réduit, mais aussi parce des essais ont prouvé que la friction dans les tuyaux était réduite par la présence de la glace. Cela semble dû au fait que le régime d'écoulement est complètement changé: il passe d'un régime complètement établi à un régime de type à bouchons ("plug flow").

-comme les débits sont plus faibles, les pompes sont plus petites, donc moins chères à l'achat, moins chères à installer et à opérer, etc.

-une diminution des débits entraîne aussi, pour une même perte de charge, une réduction importante du diamètre des tuyaux, réduction pouvant aller jusqu'à plus de 50%. Cette diminution du diamètre dépendant du coefficient de friction dans le tuyau et donc du régime d'écoulement, il est difficile d'en donner la valeur exacte.

-il est possible d'obtenir un découplage entre la fabrication de glace et la demande instantanée de climatisation. Par exemple, il peut y avoir fabrication de glace durant 24 h mais circulation de bouillie de glace, et donc climatisation, durant seulement 8 h. Ce stockage d'énergie permet une réduction importante de la puissance de l'installation, et donc de son coût d'achat et d'installation.

Ces avantages sont communs à toutes les technologies utilisant les purées de glace. La technologie SUPERPAC, par contre, a des avantages qui sont uniques, dont les plus importants sont les suivants:

-elle peut fonctionner avec de l'eau pure, ce qui n'est pas le cas de la technologie "Sunwell" (une des deux autres technologies existantes) qui exige la présence dans l'eau d'au moins 5% de sel, de sucre ou d'antigel.

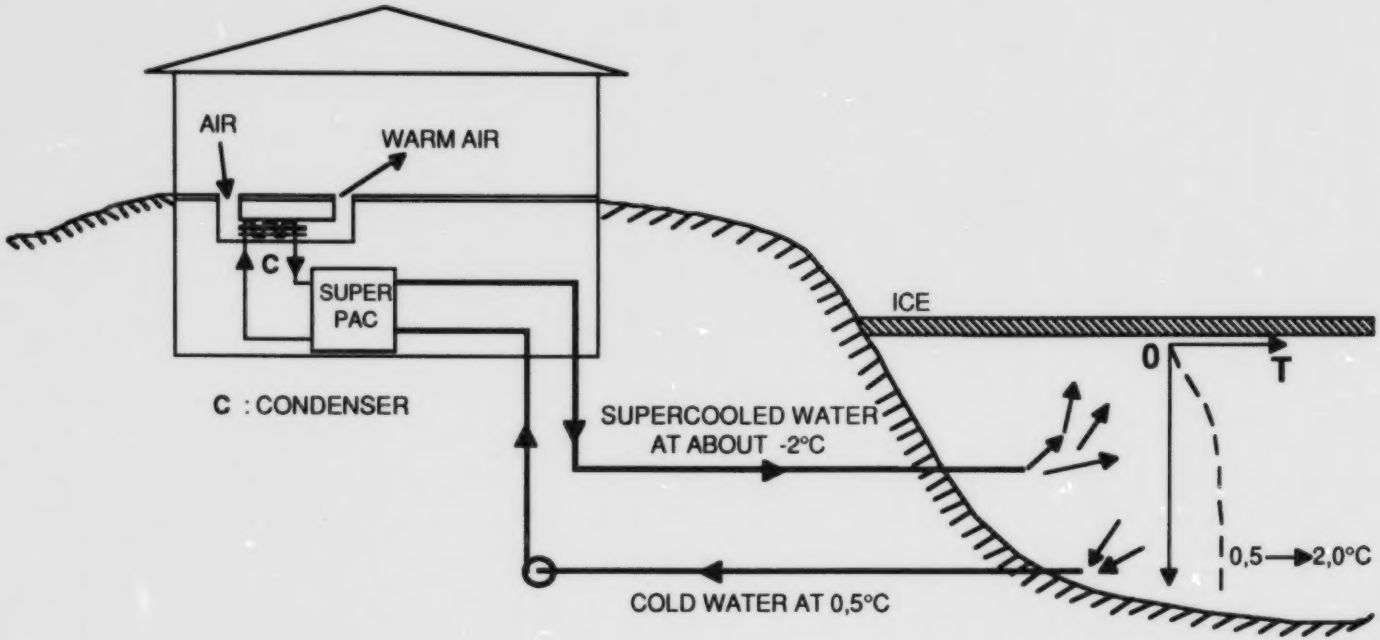
-elle ne risque pas de présenter de problèmes environnementaux comme le fait la technologie CBI, l'autre technologie présentement en développement. Celle-ci, en effet, utilise le contact direct entre l'eau à refroidir et le réfrigérant. Le mélange eau-glace circulant dans le réseau contiendra donc toujours des quantités non négligeables de réfrigérant, d'où un problème de fuites possibles de réfrigérant dans l'environnement

-elle peut utiliser la plupart des composantes déjà disponibles sur le marché, contrairement à la technologie CBI, qui doit développer un compresseur sans lubrification et une soupape de détente insensible à la vapeur d'eau

-elle peut facilement donner des machines ayant n'importe quelles dimensions, des petites fabriquant 50 kg de glace par jour jusqu'aux plus grosses fabriquant 1000 tonnes de glace et plus par jour. Un grossissement d'échelle n'implique que des augmentations du nombre et du diamètre des tubes à eau. Dans la technologie Sunwell, une augmentation d'échelle de 10 tonnes à 100 tonnes par jour implique un changement complet dans la conception de l'évaporateur.

1.3.2 Pompe thermique eau-air

La figure 1.3 montre une autre application au potentiel énorme. Il s'agit d'une PAC eau-air puisant son énergie dans l'eau d'un lac (ou d'un fleuve) et pouvant fonctionner à longueur d'année, même en plein hiver lorsque la glace recouvre le lac. Dans un tel cas, l'eau est soutirée du lac à environ 0,5 °C. L'eau sur-refroidie sortant de l'appareil peut ensuite être renvoyée directement au lac. Aucun appoint, électrique ou autre, n'est ici nécessaire. L'appareil fonctionnerait d'ailleurs aussi bien avec de l'eau de mer. Par exemple, en Suède et en Norvège, où on fait beaucoup de chauffage communautaire au moyen de pompes thermiques puisant leur énergie dans l'eau de la Mer du Nord, on doit arrêter d'opérer pendant les trois mois d'hiver quand la température de l'eau de mer descend sous 2 °C. L'énergie de chauffage est alors fournie en général par le pétrole. La SUPERPAC permettrait dans un tel cas d'économiser ce pétrole.



SUPERPAC
AS A FULL-RANGE
WATER-TO-AIR HEAT PUMP

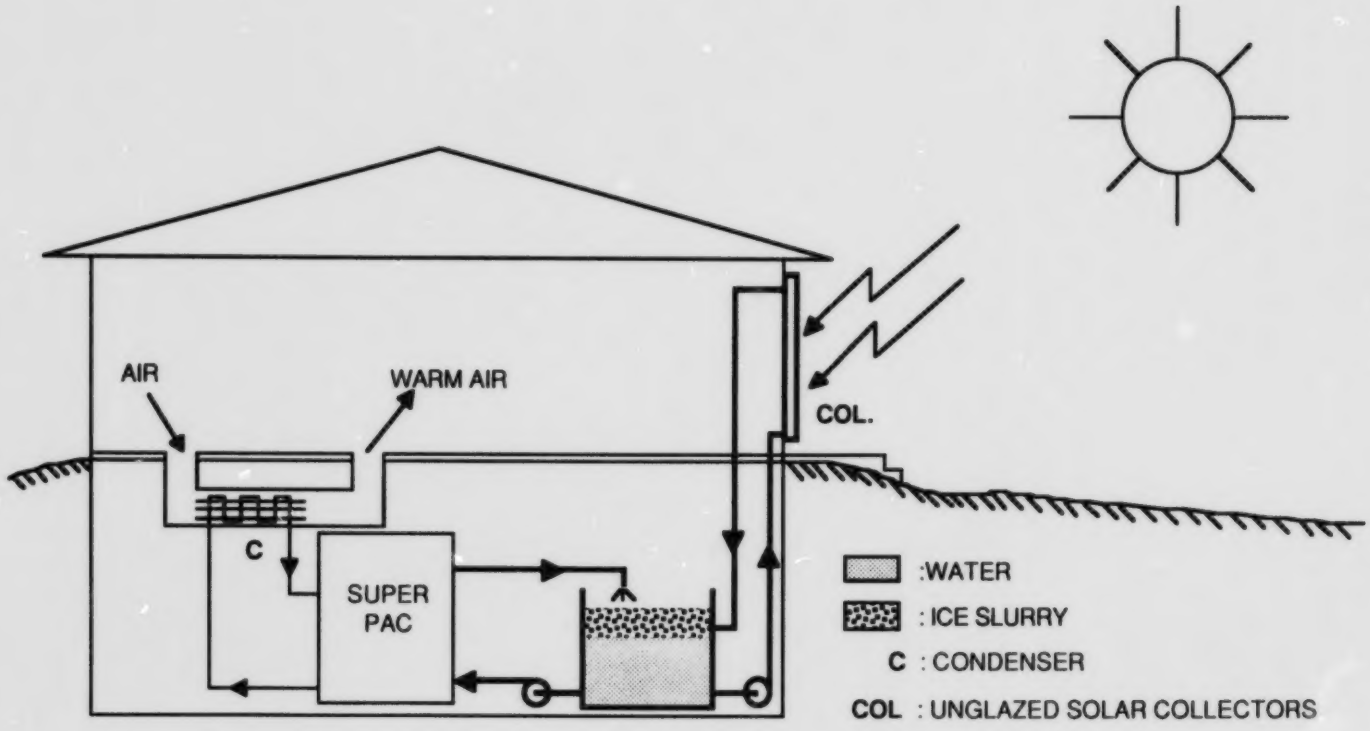
FIGURE 1.3

1.3.3 Pompe thermique assistée

Lorsque l'édifice à chauffer est loin d'une source naturelle d'énergie (v.g. un lac, la mer, etc.), la pompe thermique eau-air peut fonctionner en circuit fermé en allant prendre son énergie dans une autre source. Par exemple, la terre: on a alors une pompe dite géothermique. De tels appareils existent déjà sur le marché et la SUPERPAC n'est pas considérée dans ce cas comme une concurrente éventuelle.

La pompe thermique eau-air en circuit fermé peut aussi aller chercher son énergie dans un réservoir de stockage. Lentement, la température de l'eau de ce réservoir baissera, à mesure qu'on ira y puiser de l'énergie pour le chauffage du bâtiment. Il faut donc prévoir un moyen quelconque de remettre l'eau à sa température de départ. Autrement, la source d'énergie sera vite tarie. La température de l'eau du réservoir s'approchera éventuellement du point dit "de congélation". Dans le cas d'un appareil conventionnel, il faudrait arrêter son fonctionnement lorsque la température du réservoir est de 5 °C environ et utiliser un appoint, électrique ou autre, pour chauffer le bâtiment. Si c'est la SUPERPAC qui est utilisée, cependant, on n'aura pas à arrêter d'opérer et, éventuellement, de la glace commencera à se former dans le réservoir. A la limite, on pourrait grossir le réservoir jusqu'à obtenir un système saisonnier dans lequel la glace générée l'hiver servirait à climatiser le bâtiment pendant l'été. La rentabilité d'un tel système reste cependant à prouver.

Il semble donc préférable de faire fondre la glace à mesure qu'elle se forme. Pour ce faire, l'utilisation de capteurs solaires est envisageable. La figure 1.4 montre une installation de pompe thermique assistée par énergie solaire. Lorsque les conditions météorologiques ne sont pas favorables et que les capteurs ne peuvent opérer, la température de l'eau du réservoir descend et de la glace se forme dans le réservoir. Comme le changement de phase de l'eau représente une immense source d'énergie (335 kJ/kg), l'autonomie du réservoir, pour un volume donné, se trouve ainsi multipliée par un facteur important. Ainsi, avec un réservoir de 5000 L, il y a possibilité d'aller chercher dans le changement de phase l'équivalent de 465 kWh environ. On peut ajouter à cela l'énergie correspondant au ΔT additionnel en-



SOLAR-ASSSISTED
SUPERPAC
FOR RESIDENTIAL HEATING

FIGURE 1.4

tre 5 °C et 0 °C, soit 29 kWh. Avec une PAC dont le COP en chauffage est égal à 2,5 par exemple, c'est 825 kWh qu'on pourra ainsi fournir de plus au bâtiment, pour un même volume de réservoir. Des calculs de simulation ont montré qu'avec un réservoir de dimensions appropriées, on n'aurait pas à utiliser d'appoint.

Durant les mois d'hiver, les capteurs ont donc comme tâche de faire fondre de la glace. Comme ils opèrent à basse température, ils sont alors très efficaces. Le soleil étant à son plus bas pendant l'hiver, ces capteurs peuvent être installés à la verticale sur la face sud de l'édifice, profitant ainsi des rayons réfléchis par la neige. On peut même penser à utiliser des capteurs plans sans vitrage, construits de matériaux très peu dispendieux. En fait, on peut même les construire de façon qu'ils soient pratiquement invisibles, par exemple en tôle d'acier peint: de tels capteurs ont été expérimentés à l'EDEN et ont donné de bons résultats.

Une autre façon de faire fondre la glace pourrait consister à installer simplement une résistance électrique de chauffage dans le réservoir. Il n'y aurait alors pas d'économie d'énergie électrique comme telle mais seulement un déplacement de la pointe de demande de puissance. Par exemple, le système pourrait être conçu pour permettre le fonctionnement de cet élément électrique seulement hors des heures de pointe et lorsque la PAC ne fonctionne pas. Une économie non négligeable d'énergie électrique pourrait cependant être obtenue au moyen d'un récupérateur de chaleur sur l'eau sanitaire (i.e. l'eau rejetée par le bain, les éviers de la cuisine et de la salle de bain, les laveuses à linge et à vaisselle, etc.).

1.3.4 Climatisation urbaine avec stockage local

Une étude comparative des méthodes de chauffage et de climatisation en Amérique et en Europe révèle que l'approche utilisée sur notre continent est beaucoup plus conservatrice que l'approche européenne. Ici, presque tout reste à faire et le potentiel pour une meilleure utilisation de l'énergie disponible est tout à fait énorme. L'inertie face au changement est énorme elle aussi.

Là ou il y a particulièrement à faire, c'est au niveau du stockage d'énergie, surtout dans le cas de la climatisation. Le stockage permet d'effectuer un découplage dans le temps entre la génération de l'énergie et son utilisation. Avant de parler d'une application particulière du stockage, il est bon de rappeler le pourquoi et le comment du stockage.

Prenons le cas de la climatisation d'espace. Dans le jargon des spécialistes du domaine, on calcule les charges de climatisation (i.e. l'énergie qu'il faut soutirer du bâtiment, par unité de temps, pour le garder confortable) en "tonnes de réfrigération" ou simplement en tonnes. L'énergie stockée pour répondre à cette demande se mesurera donc en tonnes-heures. Dans le système international d'unités, on utilisera plutôt comme unités le kW et le kWh.

La figure 1.5a montre une charge théorique de 100 kW maintenue pendant 10 h dans un bâtiment fictif. L'appareil qui climatiserait ce bâtiment, en général un refroidisseur d'eau, devrait donc avoir une capacité de 100 kW et fonctionner chaque jour pendant 10h à régime constant. Il serait inopérant le reste du temps. L'énergie totale à soutirer de ce bâtiment à chaque jour serait donc de 1000 kWh.

Dans la réalité, aucun système ne fonctionne de cette façon. La charge de climatisation atteint généralement un maximum en après-midi, vers les 3 h, pour diminuer en fin de journée. La figure 1.5b représente la charge d'un bâtiment fictif pour une journée typique. Comme on peut le voir, la capacité maximum de 100 kW du refroidisseur d'eau n'est nécessaire que pendant 2 h. Pendant le reste du cycle de climatisation, l'appareil fonctionnera à puissance réduite. Si on calcule l'énergie à enlever quotidiennement, on aura ici 750 kWh. L'appareil installé devra quand même avoir une capacité de 100 kW pour être capable de répondre à la demande de pointe de l'après-midi. Le reste du temps, il fonctionnera à puissance et à efficacité réduites. On dira alors que son "facteur d'utilisation" n'est que de 75%. En réalité, ce facteur est beaucoup plus faible (environ 31%), puisque li'appareil est arrêté 14 h par jour. Du point de vue économique, une telle installation n'est donc pas tellement efficace. Il est cependant possible

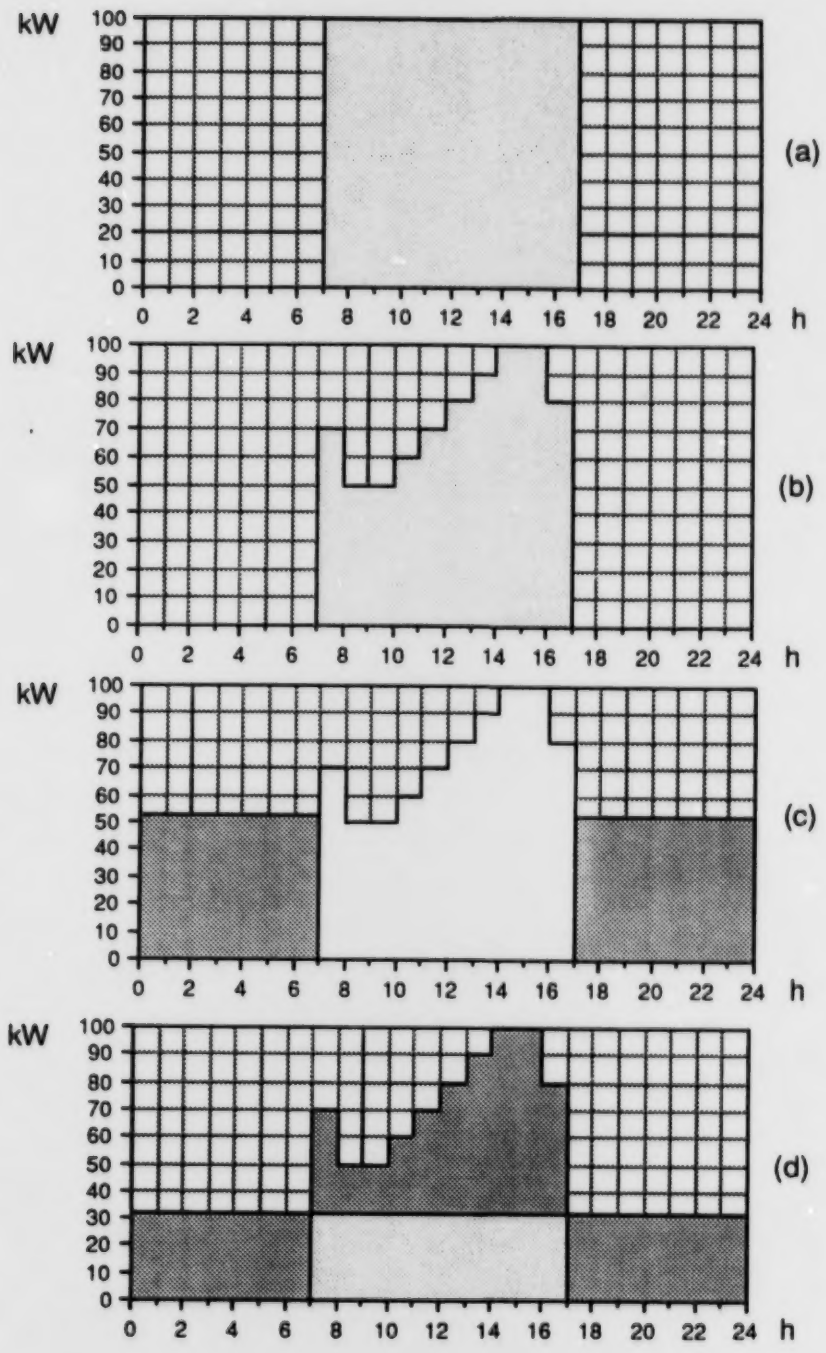
d'améliorer grandement la situation par l'utilisation du stockage. L'appareil peut alors fonctionner pendant plus longtemps à capacité et à efficacité constantes. A la limite, on pourra avoir une machine qui fonctionne en permanence et qui peut être de beaucoup plus faible capacité.

En fait deux stratégies de gestion sont alors possibles. D'abord celle du stockage total, dans laquelle le système est capable d'enmagasiner assez d'énergie dans les heures hors pointe pour répondre à toute la charge de climatisation durant le jour. C'est cette stratégie qui est montrée à la figure 1.5c, dans laquelle la surface ombragée représente les 750 kWh d'énergie stockée par la machine: pour effectuer ce stockage, on peut utiliser un appareil qui n'a que 54 kW de capacité (750kWh ÷ 14h = 53,6 kW). C'est la stratégie pour laquelle on opterait dans les installations rénovées dans lesquelles on voudrait continuer à utiliser le refroidisseur déjà en place.

L'autre stratégie, celle du stockage partiel, (fig. 1.5d) est économiquement plus rentable et sera normalement choisie dans les installations neuves. Ici, l'appareil fonctionne continuellement, à puissance constante. Aux heures hors pointe, il charge le réservoir de stockage. Le jour, il refroidit directement le bâtiment avec l'aide de l'énergie enmagasinée. Comme le fonctionnement est continuel, la puissance instantanée est réduite ici à environ 31 kW (750kWh ÷ 24h = 31,2 kW). En pratique, on arrive donc à réduire la capacité du refroidisseur de plus de 60% et à éliminer la pointe de demande.

Supposons maintenant que l'on veuille effectuer de la climatisation urbaine (i.e. la climatisation d'un groupe de bâtiments). On peut se demander quelle sera la meilleure stratégie d'opération:

- un refroidisseur d'eau central conventionnel
- un générateur de purée de glace central, sans stockage
- un générateur de purée de glace central avec stockage central
- un générateur de purée de glace central avec stockage local.



STRATEGIES FOR ENERGY STORAGE

FIGURE 1.5

Il serait trop long ici de présenter une étude comparative de toutes ces options. Des études effectuées par d'autres chercheurs ont cependant montré que la dernière stratégie est la plus avantageuse. La figure 1.6 montre schématiquement l'allure d'un tel système pour trois bâtiments et donne une liste des avantages et inconvénients les plus évidents d'une telle stratégie.

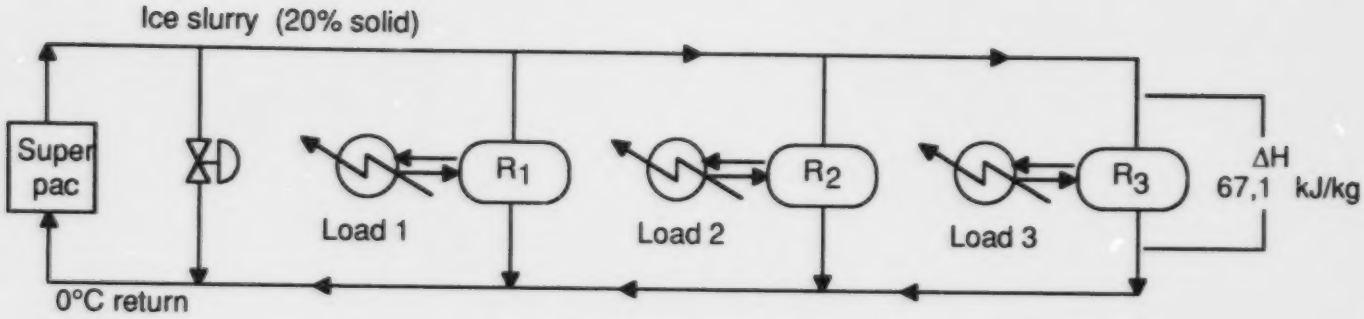
1.3.5 Appoint pour les systèmes conventionnels: cas #1

Comme on l'a vu, un grand avantage de la PAC/FG est sa capacité de stocker de l'énergie à basse température. Cet avantage, qui peut être utilisé aussi bien en mode chauffage qu'en mode climatisation, est aussi disponible lorsqu'on veut améliorer un système conventionnel existant.

Imaginons par exemple un cas concret. Un centre-ville est équipé d'un système de chauffage urbain à la vapeur. Un réseau de canalisations de vapeur existe donc entre la chaudière centrale et chacun des bâtiments. Pour la climatisation, cependant, chaque bâtiment est muni d'un refroidisseur d'eau individuel fonctionnant à plein régime le jour et demeurant au repos le soir et la nuit. C'est le cas du centre-ville de Toronto.

Supposons maintenant que la charge de climatisation d'un des bâtiments devienne plus grande, disons à cause d'un agrandissement. On peut alors changer le refroidisseur pour un plus puissant. Le diamètre de la tuyauterie aura aussi à être augmenté. Cela est un changement très coûteux. Mais une PAC/FG peut alors offrir une alternative intéressante.

La figure 1.7 montre comment une SUPERPAC pourrait aider à augmenter la capacité du système à relativement peu de frais. Avant l'agrandissement, l'eau arrivait au refroidisseur à 13 °C et en repartait à 7 °C. Après l'agrandissement, l'eau reviendra au refroidisseur à une température au dessus de 13 °C. Le refroidisseur sera donc incapable de refroidir l'eau jusqu'à 7 °C. Pour rétablir l'équilibre tout en utilisant la même tuyauterie, il faudrait que l'eau retournant au bâtiment soit à une température plus basse que 7 °C. Disons 3 °C. Cela serait possible en installant



ADVANTAGES

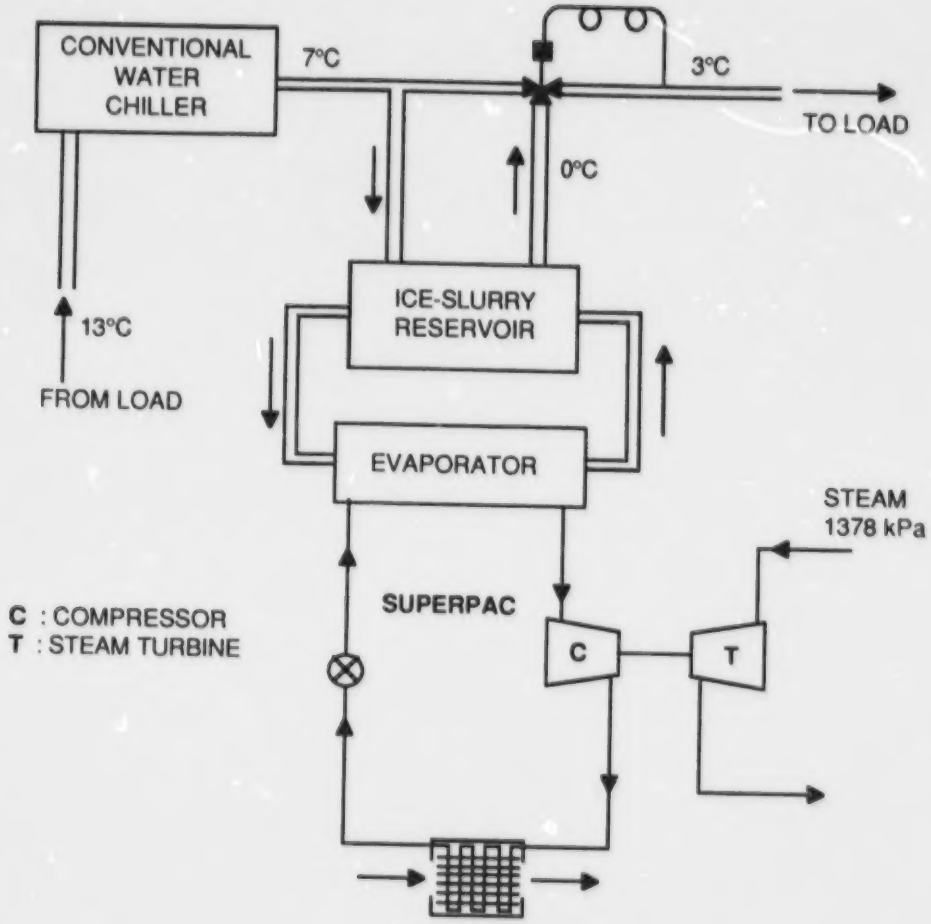
- Lower mass flow rate in main pipe
- Smaller pipe sizes
- Lower pumping power
- Lower capacity cooling plant
- Energy savings during the peak load hours
- Water only at the load, if desired

DISADVANTAGES

- space and cost of ice reservoir in each building
- More complex system

DISTRICT COOLING WITH
SUPERPAC
-LOCAL STORAGE-

FIGURE 1.6



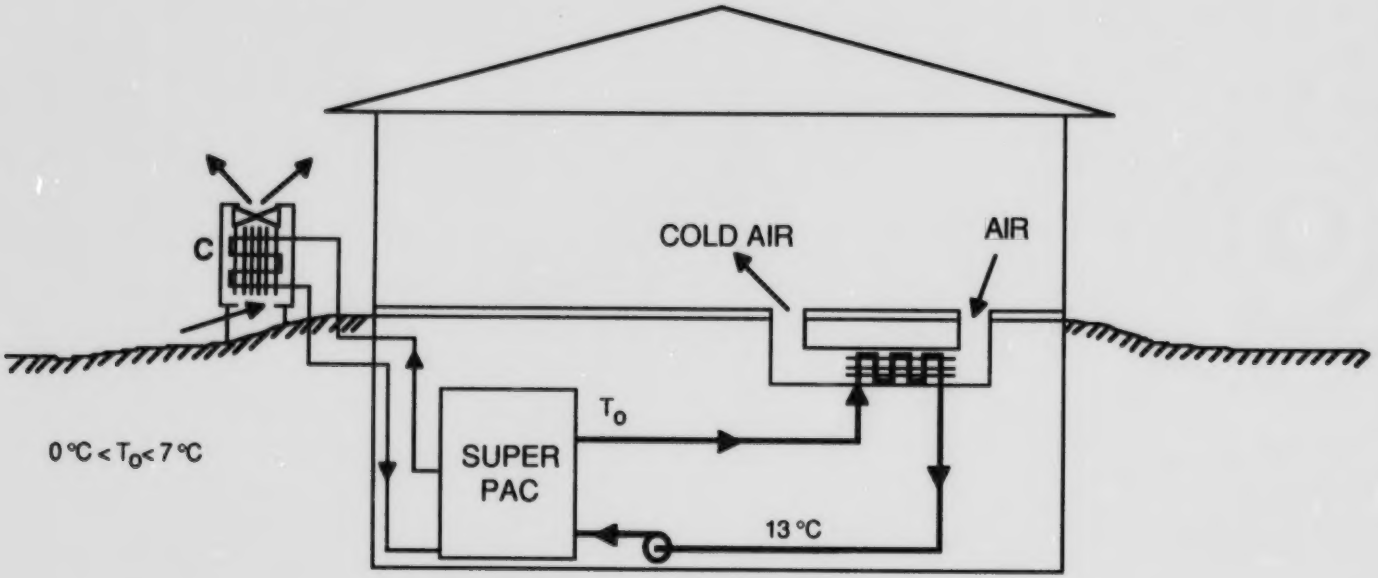
PEAK LOAD SHAVING WITH
HEAT DRIVEN
SUPERPAC

FIGURE 1.7

une SUPERPAC et son réservoir de stockage près du refroidisseur. La vapeur étant déjà disponible et inutilisée pendant l'été, la SUPERPAC pourrait être actionnée avec une turbine à vapeur. La chaudière à vapeur serait alors plus rentable. La glace serait fabriquée le soir et la nuit pour être utilisée le jour. Lorsque la demande de refroidissement deviendrait trop forte, disons à 13h, une partie de l'eau froide sortant du refroidisseur serait détournée vers le réservoir contenant maintenant un mélange eau-glace. De l'eau à 0 °C sortirait alors du réservoir vers la ligne d'eau froide, de telle sorte que le mélange serait à 3 °C, ce qui rétablirait l'équilibre. A la limite, si la demande de refroidissement devenait très forte, on pourrait faire circuler dans le réseau un mélange eau-glace, le pourcentage de solide étant fonction de la demande. Pour répondre à la variation de la demande, il n'y aurait donc qu'à faire varier les caractéristiques du fluide entrant dans le réseau: une baisse de 7 °C à 0 °C de la température de l'eau permettrait de doubler la capacité du réseau; l'utilisation d'un mélange eau-glace (jusqu'à 20% solide) permettrait de tripler la capacité du réseau.

1.3.6 Appoint pour les systèmes conventionnels: cas #2

Imaginons un autre cas où la capacité du refroidisseur d'eau d'un ensemble de bâtiment est devenue insuffisante. On prévoit une augmentation de charge graduelle au cours des années, augmentation qui pourra atteindre 100%. Dans ce cas, on n'a pas nécessairement besoin d'utiliser un générateur de glace. Mais on a encore avantage, même dans ce cas, à utiliser la technologie SUPERPAC. En effet, celle-ci de générer de l'eau froide à n'importe quelle température comprise entre 0°C et 7°C. Comme on a déjà un refroidisseur qui fournie de l'eau à 7°C, on peut lui ajouter en série un refroidisseur SUPERPAC qui pourra abaisser la température d'un autre 2°C. Lorsque la demande augmentera encore un peu plus tard, on aura qu'à ajouter en série un autre module qui abaissera la température de l'eau d'autre 2°C, et ainsi de suite jusqu'à ce que la température de l'eau soit de 1°C. A ce moment-là, la capacité du système aura doublé. On peut même à une installation plus versatile encore permettant de moduler la capacité en fonction de la charge instantanée. La figure 1.8 montre schématiquement une autre possibilité de modulation, au moyen d'un réservoir tampon.



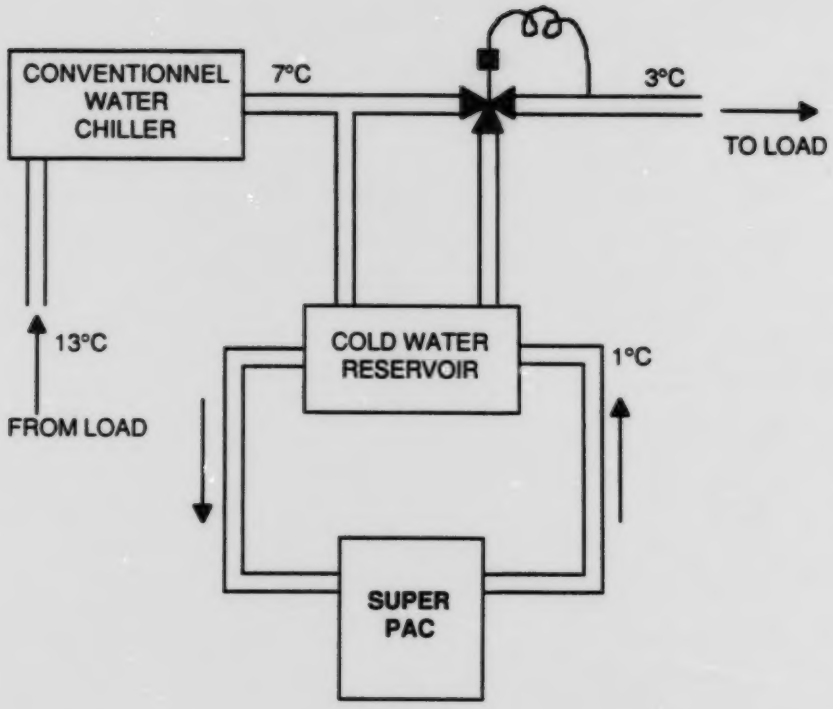
SUPERPAC

AS A FULL-RANGE
WATER CHILLER

FIGURE 1.8

Si une autre augmentation de la charge s'annonce, la technologie SUPERPAC permettra d'aller vers la génération de la glace en purée, ce qui pourra doubler encore une autre fois la capacité du système de départ, tout en gardant la tuyauterie de base.

Evidemment, dans le cas d'une nouvelle installation, on pourra penser à utiliser la technologie SUPERPAC. La figure 1.9 montre schématiquement une telle installation.



INCREACING WATER CHILLER CAPACITY WITH

SUPERPAC

USING COLD WATER STORAGE

FIGURE 1.9

CHAPITRE 2

DESCRIPTION DU PROTOTYPE ET ESSAIS

2.1 Description du prototype de démonstration

Grâce au soutien financier du ministère Energie, Mines et Ressources du Canada, un prototype de démonstration d'une capacité nominale de 10 kW à l'évaporateur a pu être construit et mis à l'essai. La construction elle-même a été réalisée au Centre de Recherche Industrielle du Québec (C.R.I.Q.).

La figure 2.1 montre l'allure générale de ce prototype dont les dimensions sont d'environ 2,64m sur 1,04m et de 1,52m de hauteur. Il servira d'abord à démontrer le potentiel de la nouvelle technologie. Ses caractéristiques sont telles, cependant, qu'il sera en plus un outil de recherche unique. En effet, plusieurs paramètres (v.g. débit d'eau, températures, pressions, puissances) sont mesurés et certains d'entre eux peuvent être contrôlés à volonté.

Le prototype est muni de deux condenseurs: à eau et à air. Le condenseur à air ne sera utilisé que lorsqu'aucune source d'eau de refroidissement ne sera disponible. Le compresseur est de type "scroll", donc plus petit, robuste, silencieux et performant que les compresseurs à piston conventionnels.

Le prototype est équipé de deux réservoirs de stockage dont les capacités sont de 116 et de 351 litres d'eau. On travaille normalement avec le plus grand réservoir: ses parois sont transparentes, ce qui permet d'observer la formation et les mouvements des cristaux de glace sous le niveau d'eau. Un circuit de fonte permet de faire fondre la glace lorsque c'est nécessaire. Ce circuit ne peut cependant fonctionner que si c'est le condenseur à eau qui est en fonction. Si on veut faire des essais de séparation de l'eau et de la glace, on utilise une courroie sans fin amovible: l'eau s'égoutte alors dans le grand réservoir et la glace s'accumule dans le petit.

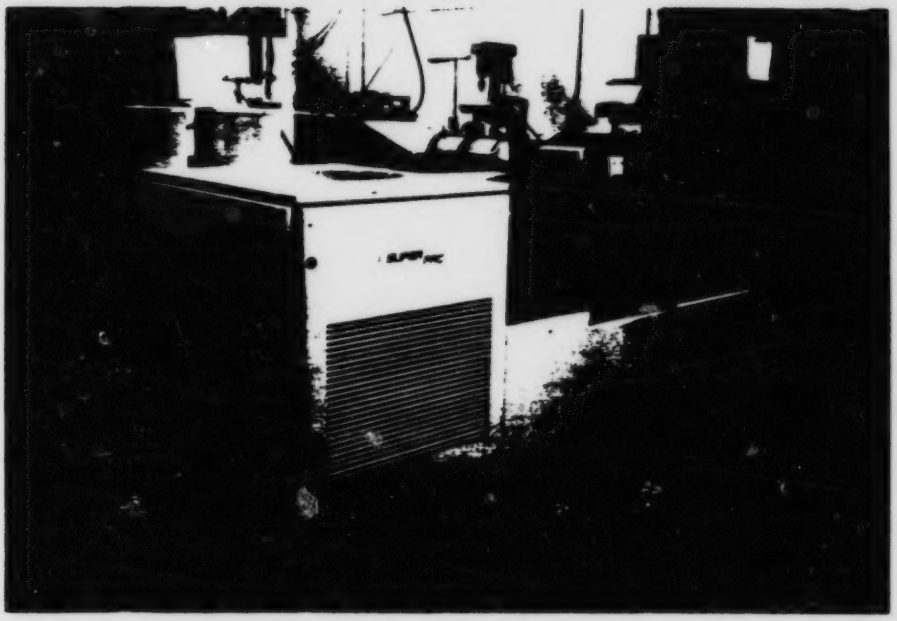


Figure 2.1: Prototype de démonstration

La mise en marche ou l'arrêt des composantes (pompe de circulation, ventilateur, compresseur, valves) peut être manuelle ou entièrement automatique grâce à un automate programmable. Ajoutons finalement que le prototype est monté sur roulettes afin de faciliter son déplacement.

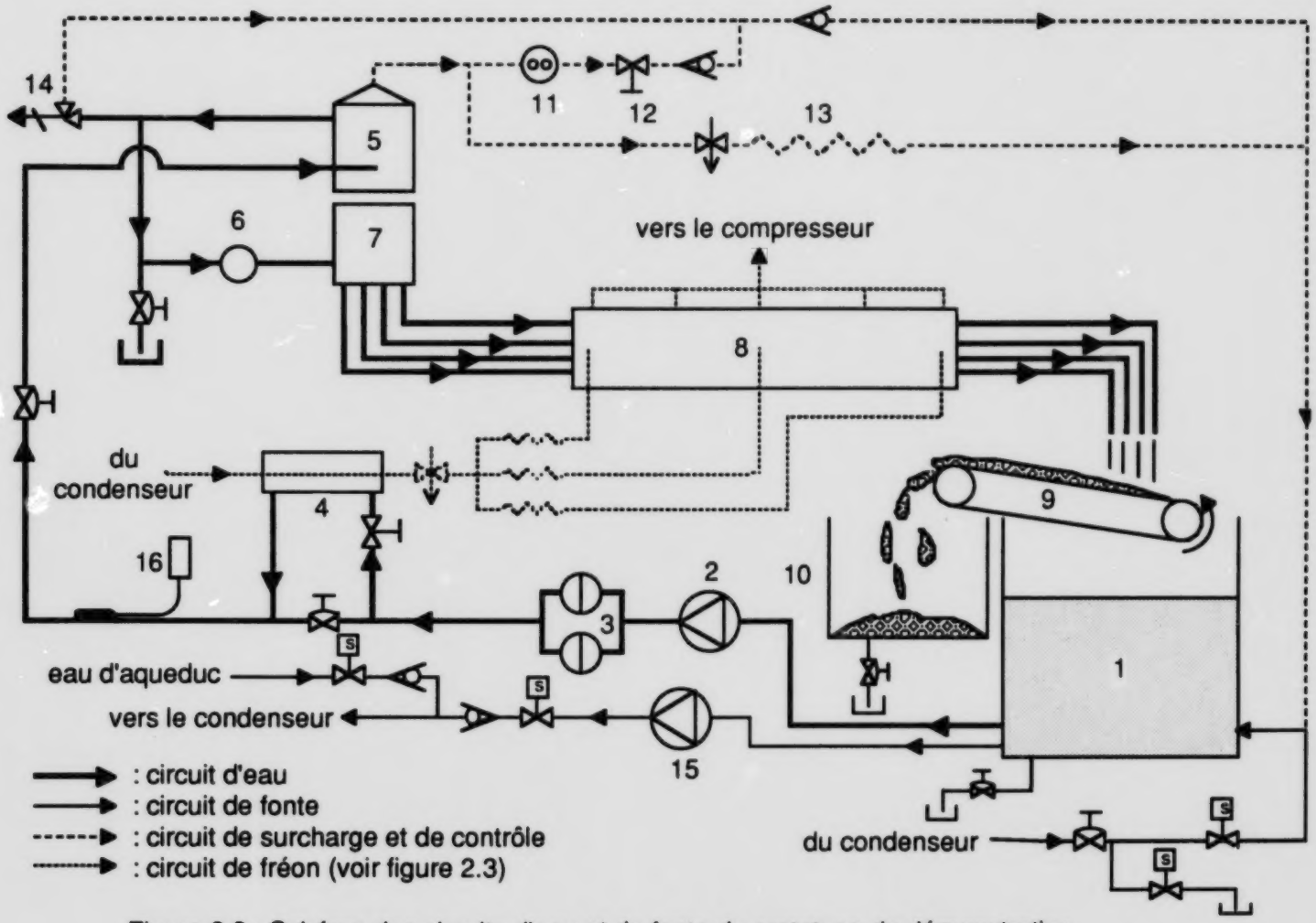


Figure 2.2 : Schéma des circuits d'eau et de fonte du prototype de démonstration.

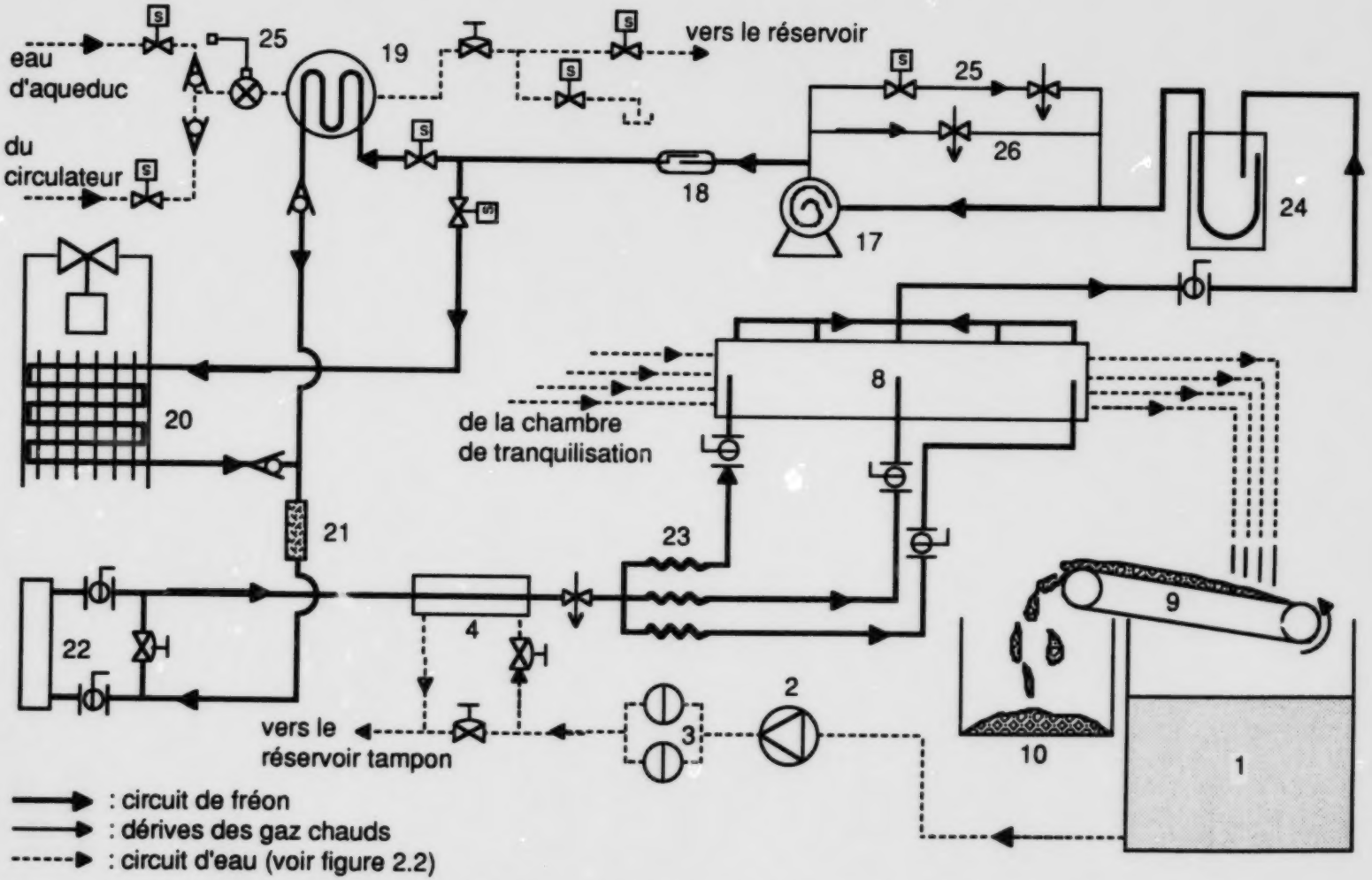


Figure 2.3 : Schéma du circuit de fréon du prototype de démonstration.

Les figures 2.2 et 2.3 montrent le schéma de fonctionnement du prototype. Les circuits d'eau et de fonte se retrouvent sur la figure 2.2 tandis que la figure 2.3 regroupe les circuits de fréon et d'air. Chaque composante y est identifiée par un numéro; la liste des composantes correspondantes est donnée ci-dessous.

1 - réservoir d'eau
2 - pompe de circulation
3 - filtres
4 - échangeur eau-fréon
5 - réservoir tampon
6 - débitmètre électronique
7 - chambre de tranquilisation
8 - évaporateur
9 - courroie sans fin
10 - réservoir de glace
11 - voyant
12 - contrôle du débit d'eau
13 - capillaire
14 - soupape de surcharge
15 - circulateur du circuit de fonte
16 - contrôle de la dérive automatique des gaz chauds
17 - compresseur "scroll"
18 - silencieux
19 - condenseur à eau
20 - condenseur à air
21 - filtre pour humidité
22 - débitmètre à flotteur
23 - détendeur (3 capillaires)
24 - accumulateur de succion
25 - Dérive automatique des gaz chauds
26 - Dérive manuelle des gaz chauds
27 - régulateur thermostatique du débit d'eau au condenseur

Les détails et les spécifications techniques des principales composantes se retrouvent à l'annexe B.

2.2 Tests de performance

Les tests de performance consistent à mesurer cinq paramètres en fonction de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur:

- la capacité à l'évaporateur ($\dot{Q}_L$).
- le coefficient de performance compresseur (COP_C),
- le coefficient de performance total (COP_t),
- la différence de température moyenne entre l'eau et le fréon (ΔT e-f),

- la différence de température de l'eau, entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur (ΔT eau).

Ces valeurs sont calculées de la façon suivante:

Capacité à l'évaporateur:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_e \, Cp_e \, \Delta T_e \qquad (2.1)$$

où:

$\dot{m}_e$: débit d'eau (kg/s)
Cp_e : chaleur massique de l'eau (4,2 kJ/kgK)
ΔT_e : différence de température de l'eau, entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur

Coefficient de performance compresseur:

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} \qquad (2.2)$$

où:

$\dot{W}_c$: puissance consommée par le compresseur (kW)

Coefficient de performance total:

$$COP_t = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c + \dot{W}_p} \qquad (2.3)$$

où:

$\dot{W}_p$: puissance consommée par la pompe de circulation (kW)

Différence de température moyenne entre l'eau et le fréon:

$$\Delta T_{e\text{-}f} = \frac{(T_{ee} + T_{es})}{2} - T_f \qquad (2.4)$$

où:

T_{ee} : température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur (°C)
T_{es} : température de l'eau à la sortie de l'évaporateur (°C)
T_f : température du fréon liquide dans l'évaporateur (°C)

Le COP_C tient compte uniquement de la puissance consommée par le compresseur tandis que le COP_t tient compte des puissances consommées par le compresseur et la pompe de circulation. Puisqu'il était difficile de garder constante la température de l'air ambiant dans le local, aucun test n'a été fait en utilisant le condenseur à air.

On calculera aussi le débit de glace, qui est fonction du degré de sur-refroidissement mesuré:

$$\dot{m}_g = f_g \dot{m}_e \Delta T_s \tag{2.5}$$

$$\Delta T_s = T_{éq} - T_{es} \quad \text{où } (T_{es} < T_{éq}) \tag{2.6}$$

où:

$\dot{m}_g$: débit de glace

f_g : fraction de l'eau qui se transforme en glace (0,0125 pour l'eau douce)

ΔT_s : degré de sur-refroidissement (°C)

$T_{éq}$: température d'équilibre des phases (°C)

T_{es} : température de l'eau à la sortie de l'évaporateur (°C)

Les essais commencent avec de l'eau à l'entrée de l'évaporateur à environ 20°C mais les lectures ne sont prise qu'à partir de 15°C et ce jusqu'à environ -2°C. Ceci permet aux conditions d'opération de se stabiliser. Les lectures sont prises à tous les degrés jusqu'à 0°C et à tous les 0,5°C sous 0°C. La quantité d'eau à refroidir est d'au moins 200 litres. De cette façon, le refroidissement de l'eau est assez lent pour que les valeurs mesurées restent sensiblement constantes pendant une série de lectures.

2.3 Tests de fiabilité

Les essais consistent ici à vérifier la facilité à maintenir un sur-refroidissement et donc à fabriquer de la glace pendant une période de temps prolongée. La procédure à suivre est assez simple. Si après un certain

temps de fonctionnement aucun tube n'est obstrué par la présence de glace, l'essai est jugé positif. Etant donné les dimensions réduites du réservoir, le temps de fonctionnement maximum est d'environ 90 minutes. A noter que tous les tests de fiabilité se sont déroulés en utilisant un filtre à eau de 25 microns.

2.4 Etude des propriétés de la glace

Il s'agissait ici d'étudier, en fonction des conditions d'opération, quelques une des propriétés physiques de la glace générée par la machine: l'apparence, la couleur, la texture et la grosseur des cristaux, la température d'équilibre des phases du mélange eau-glace, et enfin la pureté de la glace fondue. Cette dernière a été évaluée en mesurant la conductivité de la glace fondue. La texture et la grosseur des cristaux n'ont pas fait l'objet de mesures précises; elles ont plutôt été évaluées à l'oeil et au toucher en fonction surtout du sur-refroidissement de l'eau arrivant au réservoir. Cette évaluation était facile puisque les changements étaient très importants, les cristaux allant de fins et doux jusqu'à très gros et très durs.

Avant de faire fondre la glace pour mesurer sa conductivité, on doit d'abord retirer l'eau qui l'entoure. En effet, la glace produite par SUPER-PAC est normalement sous forme de purée (ou "slush") dans laquelle les cristaux plus ou moins fins sont mélangés à de l'eau liquide. Les cristaux sont toujours de l'eau pure mais l'eau qui les entoure est plus ou moins contaminée.

Pour se débarrasser de l'eau liquide, on a utilisé deux méthodes d'égouttement: par gravité et par centrifugation. La méthode par gravité consistait à déposer une certaine quantité de glace sur un treillis pendant quelques minutes pour que l'eau puisse s'égoutter librement. La deuxième méthode consistait à placer de la glace dans une sorte de passoire que l'on faisait tourner manuellement à vitesse à peu près uniforme. Cela permettait un égouttement forcé du liquide. Une fois cette opération effectuée, on faisait fondre la glace restante et on mesurait sa conductivité. L'appareil utilisé pour cette mesure était équipé d'un dispositif de correction pour la

température. Pour chacune des deux méthodes d'égouttement, des mesures de conductivité ont été prises à divers intervalles de temps.

2.5 Types d'eau utilisés lors des tests

Les différents types d'eau testés lors de ces essais représentent la majorité des sortes d'eau qui seraient susceptibles d'être utilisés dans une machine telle que SUPERPAC. Il y a l'eau fournie par l'aqueduc d'une ville typique, l'eau salée (industrie de la pêche), l'eau polluée (eau usée quelconque), l'eau de surface (fleuve, rivière, lac) et, enfin, de l'eau avec un additif anti-corrosion.

2.5.1 Eau d'aqueduc

L'eau d'aqueduc utilisée était celle de la ville de Ste-Foy. C'est une eau de surface qui provient du fleuve St-Laurent. Les tableaux A.1 et A.2, fournis par l'usine de traitement d'eau (U. T. E.) de la ville de Ste-Foy, présentent les analyses chimiques et physico-chimiques de cette eau après traitement.

2.5.2 Eau salée

Etant donné que l'on voulait étudier l'effet du sel sur les performances et sur la fabrication de glace, il a été jugé préférable de se "fabriquer" une eau salée plutôt que d'aller la puiser à un endroit quelconque. On éliminait ainsi l'effet de composantes inconnues contenues dans l'eau de mer.

Cette eau salée était donc constituée de l'eau d'aqueduc de Ste-Foy telle que décrite à la section précédente, à laquelle on a ajouté du NaCl purifié. L'emploi du sel de table n'est pas approprié puisqu'il contient plusieurs additifs (iodure de potassium, sucre inverti, etc.). Les concentra-

tions de sel étaient de 1,5%, 3% et 5%. A noter que 5% correspond approximativement à la salinité de l'eau de mer au milieu de l'Atlantique.

2.5.3 Eau polluée

Même s'il aurait été assez facile de se procurer de l'eau polluée auprès de certaines entreprises (pâtes et papier, industries agricoles, etc.), il était préférable, pour les mêmes raisons que celles citées dans le cas de l'eau salée, de se fabriquer une eau polluée. A noter que seuls les polluants inorganiques ont été testés.

Le fascicule [Q-2, r.4.1] du Gouvernement du Québec relatif aux règlements sur l'eau potable a servi de référence pour établir les concentrations des différents polluants. Les polluants choisis sont les trois dont les concentrations maximales permises sont les plus élevées, soit les sulfates, les nitrites et nitrates et le bore. De plus, même s'il ne figure pas dans la liste de ce document, le fer a été ajouté puisque cet élément peut se retrouver en quantité importante dans les sources d'eau souterraine. Les concentrations maximales permises, en mg/l, pour ces substances sont:

- sulfate (en SO_4) : 500
- fer : 17
- nitrite (en N) : 10
- bore (en B) : 5

Les sulfates et les nitrites ne sont pas des substances que l'on retrouve comme telles dans la nature. Elles forment toujours un composé avec un élément quelconque. Le fer et le bore sont des éléments naturels mais ils ne sont pas solubles dans l'eau. Il fallait donc dissoudre dans l'eau des composés dans lesquels ont retrouve ces polluants. C'est ainsi que les sulfates proviennent du sulfate d'ammonium [$(NH_4)_2SO_4$] et du sulfate ferreux ($FeSO_4.7H_2O$), le fer provient du sulfate ferreux, les nitrites du nitrite de sodium ($NaNO_2$) et le bore de l'acide borique (H_3BO_3). Le tableau 2.1 montre les concentrations de ces composés pour chaque essai. Le premier essai s'est déroulé à la concentration maximale permise (1 fois la

norme). A chaque nouvel essai la concentration était doublée et ce jusqu'à ce que la machine ne puisque plus fonctionner.

	Concentrations (mg/l)				
nX la norme	1X	2X	4X	8X	16X
Sulfate d'ammonium	649	1297	2594	5188	10376
Sulfate ferreux	85	169	339	678	1355
Acide borique	29	57	114	229	458
Nitrite de sodium	15	30	60	120	240
Sulfates	500	1000	2000	4000	8000
Fer	17	34	68	136	272
Nitrites	10	20	40	80	160
Bore	5	10	20	40	80

Tableau 2.1: Tableau des concentrations des substances ajoutées pour les essais avec de l'eau polluée.

2.5.4 Eau de surface

On appelle "eau de surface" une l'eau qui provient d'un lac ou d'un cours d'eau naturel quelconque. Il est important de vérifier le fonctionnement de la pompe à chaleur SUPERPAC avec de l'eau de surface. En effet dans de nombreux cas, une telle eau pourrait être une source de chaleur facilement disponible.

L'eau de surface utilisée pour ces tests a été puisée dans le fleuve St-Laurent à l'embouchure de la rivière Cap-Rouge. Les tableaux A.1 et A.2 représentent les analyses chimiques et physico-chimiques de l'eau brute puisée par la ville de Ste-Foy. On peut considérer que ces chiffres représentent assez bien la qualité de l'eau de surface utilisée pour ces tests puisque la station de pompage de la ville de Ste-Foy se trouve à environ 2 km en amont de l'embouchure de la rivière Cap-Rouge.

2.5.5 Eau avec additifs

Dans tous systèmes de chauffage et de climatisation, des additifs sont ajoutés à l'eau pour éviter la corrosion et les dépôts calcaires dans les conduites de distribution. Dans les systèmes à l'eau froide, comme c'est le cas ici, le seul additif que l'on ajoute est un inhibiteur de corrosion à base de molybdate. Ce produit est vendu par la compagnie Dearborn Chemical sous le nom commercial de Dearborn 545. La concentration spécifiée est de 0,3% en volume.

2.6 Tests de filtration de l'eau

Plusieurs études [5] ont déjà démontré que des particules en suspension dans l'eau sur-refroidie facilitent la formation des cristaux de glace. Dans une machine à glace SUPERPAC une telle situation ne doit évidemment pas être favorisée; l'eau doit donc être filtrée avant son entrée dans l'évaporateur. Les filtres testés étaient de grosseur commune facilement disponible dans le commerce soit: 5, 25 et 50 microns.

CHAPITRE 3

ANALYSE DES RESULTATS

3.1 Tests de performance

Avant d'analyser les résultats de ces essais, il est nécessaire d'apporter les précisions suivantes. Généralement, pour ce genre de tests, les principaux paramètres calculés sont toujours présentés sous forme de graphique en fonction de la température de la source de chaleur. Dans le cas présent, cela signifie donc la température de l'eau dans le réservoir ou à l'entrée de l'évaporateur.

Cependant, la particularité première d'une machine SUPERPAC est de fabriquer de la glace à partir d'une eau sur-refroidie (sous 0°C) à la sortie de l'évaporateur. Dans un graphique où c'est la température de l'eau du réservoir ou celle à l'entrée de l'évaporateur qui est en abscisse, cette particularité n'est pas mise en évidence. C'est pourquoi dans les graphiques présentés plus loin, c'est la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur qui a été utilisée.

Autre point à considérer à propos de ces mêmes graphiques, concerne la plage des températures de l'eau à la sortie de l'évaporateur. La figure A.1 montre l'évolution de la capacité à l'évaporateur ($\dot{Q}_L$) et des COP en fonction de cette température. On remarque qu'à partir de 3°C, les COP diminuent avec l'augmentation de la température.

Ce phénomène s'explique par la présence de deux dérives des gaz chauds; une manuelle et une automatique. Ces dérives sont nécessaires en raison du types de détendeur utilisé sur la machine. Comme on peut le voir sur la figure 2.3, ce sont trois tubes capillaires en parallèle et une valve de régulation à aiguille qui servent de détendeur au système. La valve est ajustée de façon à ce que les conditions d'opération soient optimales aux basses températures d'eau (près de 0°C dans le réservoir). Les dérives servent donc, aux températures d'eau élevées, à empêcher la pression de condensation de dépasser la limite maximale (environ 2000 kPa au manomètre, ou 290 psig), ce qui provoquerait l'arrêt du système.

La figure A.2 montre l'évolution de la pression de condensation en fonction de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur. On y distingue très bien la température à laquelle chaque dérive se ferme.

Donc, afin de ne pas "embrouiller" inutilement les analyses des résultats par les effets de ces dérives des gaz chauds, on ne tiendra compte que des résultats obtenus pour des températures à la sortie de l'évaporateur inférieures à 7°C (les deux dérives fermées).

3.1.1 Eau d'aqueduc

L'ensemble des résultats des tests de performance pour l'eau d'aqueduc est représenté par les figures allant de A.3 à A.7. On remarque, sur la figure A.3, que le coefficient de performance compresseur (COP_C) atteint un maximum (3,3) à une température se situant entre 1°C et 3°C. Il est intéressant de noter que, jusqu'à -1,5°C, la diminution du COP_C est minime puisqu'il ne descend jamais plus bas que 3,0. Cela est excellent. A noter que le COP_t présente ici peu d'intérêt puisqu'il est spécifique à cette machine. Il est affecté négativement par la puissance de pompage qui, ici, est relativement grande à cause du petit diamètre des tubes à eau. Dans les machines commerciales, les tubes à eau auront un diamètre au moins deux fois plus gros, ce qui diminuera grandement la perte de charge et donc la puissance de pompage.

Il semble aussi que tous les paramètres importants (les COP, le ΔT de l'eau à travers l'évaporateur (ΔT eau), le ΔT entre l'eau et le fréon (ΔT e-f) et la capacité) tendent à ce stabiliser dès que la température descend sous 0°C (figures A.3 et A.4). Cela est étonnant, du moins à première vue. Trois autres essais ont été réalisés et les résultats sont tous similaires. Il est donc très peu probable qu'il s'agisse d'une erreur de lecture. Il n'a pas été possible d'expliquer ce phénomène complètement. Il pourrait s'agir de l'effet d'un changement dans les propriétés de l'eau lorsque celle-ci devient sur-refroidie, changement qui améliorerait le transfert thermique dans l'évaporateur. Il a été impossible de trouver les propriétés de l'eau liquide sous 0 °C. Qu'arrive-t'il, par exemple, au nombre de Prandtl ou à la viscosité, à ces températures?

L'autre explication possible fait intervenir la présence de l'échangeur eau-fréon. En effet, l'énergie perdue par le réfrigérant dans cet échangeur se traduit par une charge accrue à l'évaporateur. Cependant, il se pourrait bien que cette augmentation soit plus que compensée par la récupération du travail normalement perdu quand on utilise un détendeur (au lieu d'une turbine) dans un circuit à compression de vapeur. Ce phénomène est utilisé dans le cycle breveté DAHX [6]. Avec des réfrigérants non-azéotropiques, l'effet est une augmentation du COP allant jusqu'à plus de 30%. Ici, on a un réfrigérant conventionnel; mais il se pourrait bien que l'effet de l'échangeur augmente avec une baisse de température de l'eau. Il faudra étudier plus à fond ce phénomène.

On remarque sur la figure A.3, qu'entre 3°C et 6°C les COP diminuent alors qu'ils devraient normalement augmenter. Cela est vraisemblablement causé par le manque de contrôle sur le débit de réfrigérant qu'entraîne l'utilisation d'un capillaire. Il faudrait pouvoir déterminer l'évolution de la surchauffe à l'entrée du compresseur pour vérifier si c'est bien le cas.

Les figures A.5 et A.6 ont un intérêt plus limité que les deux précédentes. En effet, les puissances consommées sont déjà comprises dans les COP. Quant aux coefficients de transfert globaux (U_o et U_i), ils ne sont pas

mesurés mais bien calculés, à partir de la capacité et du ΔT_{e-f}. Ces figures ne sont donc présentées ici qu'à titre indicatif et seulement pour les essais effectués avec de l'eau d'aqueduc.

La figure A.7 montre l'évolution du débit de glace en fonction du sur-refroidissement de l'eau. Avec un ΔT_S = 1,5°C, le débit de glace est de 75,6 kg/h ce qui correspond à un peu plus de 1,8 tonnes par jour (t/j). Lors de cet essai, le sur-refroidissement maximum a été de 1,7°C ce qui équivaut à 2,056 t/j. A ce moment, le nombre de Reynolds était égal à environ 3900.

3.1.2 Eau salée

On doit tout d'abord apporter les commentaires suivants relativement à la précision de certaines mesures et de certaines valeurs calculées. Tout d'abord, le débitmètre à turbine utilisé pour mesurer le débit d'eau a été calibré avec de l'eau douce. Il y a donc une erreur sur la lecture de ce débit et les spécifications fournies par le fabriquant ne donnent aucun facteur de correction pour un tel cas. Il aurait donc fallu le recalibrer; cela n'a pas été possible, faute de temps.

De plus, le sel peut aussi avoir un effet sur la valeur de l'énergie de changement de phase h_{fg} de l'eau mais on ne sait pas jusqu'à quel point. On utilisera donc dans les calculs, la valeur correspondante pour l'eau douce, qui est de 335 kJ/kg.

En fait, la seule valeur qui a été corrigée est celle de la chaleur massique, qui est approximativement égale à 3,91 kJ/kgK à 0°C, pour de l'eau salée contenant 5% de sel. Evidemment, cela change la valeur de la fraction du débit d'eau qui se transforme en glace; elle passe de 1,25% pour l'eau douce à 1,17% pour l'eau salée.

Donc les valeurs de la capacité à l'évaporateur et des COP de la figure A.8 doivent être considérés comme des résultats bruts. Les corrections pourront être apportées plus tard lorsque les facteurs de correction seront

connus. Une fois ces commentaires apportés, on peut maintenant étudier les résultats bruts obtenus.

On remarque, sur la figure A.8, que les COP varient très peu pour des températures allant de -2,5°C à 6°C. Une diminution un peu plus marquée apparaît toutefois à partir de -3°C ce qui correspond à la température d'équilibre des phases. Du côté de la capacité, on constate une stabilisation entre -0,5°C et -2,5°C; un peu comme cela s'était produit pour l'eau d'aqueduc (voir figure A.3).

Sur la figure A.9, on peut voir que le ΔT_{e-f} diminue moins rapidement entre 0°C et -3,5°C qu'entre 1°C et 6°C. On remarque aussi qu'entre 0°C et 1°C, le ΔT_{e-f} chute considérablement, passant de 3,2 à 2,5, soit une baisse de plus de 20%. Cela peut expliquer en partie pourquoi la capacité se stabilise sous 0°C, mais rien ne permet d'expliquer le comportement du ΔT_{e-f}.

On a dit plus haut que la température d'équilibre des phases était égale à -3°C. Cette valeur étant relativement basse, il n'a pas été possible de refroidir l'eau suffisamment pour obtenir une courbe du débit de glace en fonction du degré de sur-refroidissement. Notons simplement qu'à -3,5°C (ΔT_S =0,5°C), le débit de glace était de 22,8 kg/h, avec Re = 3800.

3.1.3 Eau polluée

Comme dans le cas de l'eau salée, il n'a pas été possible de savoir si la présence de polluants dans l'eau affectait de façon significative les valeurs du débit d'eau, de l'énergie de changement de phase, de la chaleur massique et de la fraction de l'eau qui se transforme en glace. On a donc utilisé, dans tous les calculs et pour toutes les concentrations de polluants, les paramètres de l'eau douce.

Pour la capacité à l'évaporateur et les COP (figure A.10), les résultats obtenus sont presqu'identiques à ceux obtenus avec l'eau d'aqueduc, et cela peut importe la concentration des polluants. De façon quantitative, les va-

leurs sont toutefois légèrement plus faibles. On remarque aussi le même phénomène de stabilisation aux températures sous 0°C.

Les courbes des ΔT (figure A.11) sont similaires à celles obtenues avec l'eau d'aqueduc. On constate cependant une plus grande dispersion des résultats avec la concentration des polluants. La cause principale en est la variation du nombre de Reynolds (ou du débit d'eau) qu'entraîne la saturation des filtres. En effet, Re prenait les valeurs de 3440, 3045, 3735 et 3407 pour des concentrations de polluants égales à 1 fois, 2 fois, 4 fois et 8 fois la norme respectivement. Pour l'eau d'aqueduc, Re était toujours égal à 3900. Cette diminution de Re affecte évidemment le débit de glace, comme le montre la figure A.12.

On verra à la section 3.3.3 que la température d'équilibre des phases varie légèrement en fonction de la concentration des polluants. Notons ici qu'à une concentration égale à 2 fois la norme, cette température semble se situer quelque part entre 0,0°C et -0,1°C; la résolution (0,1°C) du thermomètre digital utilisé pour mesurer cette température ne permettait pas une plus grande précision. Pour cette raison, et pour cette concentration seulement, le débit de glace et le sur-refroidissement ont été calculés en supposant que la température d'équilibre des phases était égale à 0°C

3.2.4 Eau de surface

Dans ce cas-ci, les courbes des figures A.13 et A.14 sont similaires à celles obtenues avec l'eau d'aqueduc (figures A.3 et A.4). Cependant, on ne constate pas de stabilisation de la capacité et des ΔT aux températures inférieures à 0°C. De plus, les valeurs de la capacité et des COP sont légèrement plus basses que celles obtenues avec l'eau d'aqueduc. Par contre, les ΔT sont nettement plus élevés. Le nombre de Reynolds est en grande partie responsable de ceci puisqu'il était égal à 2470 comparativement à 3900 pour l'eau d'aqueduc.

Cette baisse de Re, donc du débit d'eau, est attribuable au filtres qui commençaient à être saturés. Le débit de glace (figure A.15) est le plus af-

fecté par cette baisse de Re. En effet, à ΔT_S = 1,5°C, le débit de glace est de 47,7 kg/h (1,145t/j) comparativement à 75,6 kg/h (1,814 t/j) pour l'eau d'aqueduc. A noter que la température d'équilibre des phases se situait quelque part entre 0,0°C et -0,1°C mais, comme pour l'eau polluée avec une concentration égale à 2 fois la norme, le débit de glace et le sur-refroidissement ont été calculés en supposant que cette température était égale à 0°C

3.2.5 Eau avec additifs

En comparant les figures A.16 et A.17 aux figures A.3 et A.4 (essai avec l'eau d'aqueduc) on constate que l'ajout de l'additif anti-corrosion n'a pas eu d'effet significatif sur les performances de la machine.

Cependant, ici aussi, la température d'équilibre des phases semble se situer quelque part entre 0,0°C et -0,1°C. Pour le calcul du débit de glace et du ΔT_S (figure A.18), la même simplification que dans le cas de l'eau de surface a été appliquée. Le nombre de Reynolds était égal à 3900 approximativement.

3.2 Tests de fiabilité

3.2.1 Eau d'aqueduc

Le test de fiabilité avec l'eau d'aqueduc ne représentait qu'une formalité puisque des études semblables réalisées à l'Université Laval par R. Turcot [7] ont déjà donné des résultats très positifs.

Trois essais ont tout de même été réalisés et le tableau A.3 (annexe A) montre les résultats obtenus. Pour ces trois essais, la machine a très bien fonctionné pendant environ 75 minutes. Par la suite, il fallait constamment arrêter puis redémarrer la machine. Non pas à cause du gel de l'eau dans l'évaporateur mais bien parce qu'il n'y avait plus assez d'eau liquide disponible pour la pompe dans le fond du réservoir: la "purée" de glace était alors à environ 60% solide et le taux de drainage du liquide à travers la

glace déjà fabriquée était plus faible que le débit de la pompe de circulation. Le débit d'eau lors des arrêts pouvait descendre aussi bas que 0,4 L/s, comparativement à 3,3 L/s, normalement. Il est important de mentionner qu'aucun tube n'a gelé pendant ces trois essais et cela malgré les périodes d'arrêt et de redémarrage.

Le sur-refroidissement moyen pour ces trois tests était d'environ 1,35°C, ce qui correspond à un débit de glace de 65 kg/hre. La température d'équilibre du mélange eau-glace était évidemment de 0 °C.

3.2.2 Eau salée

L'utilisation d'eau salée n'a pas occasionné de problème pour la machine. Elle fonctionnait tout aussi bien qu'avec l'eau d'aqueduc. Toutefois, des différences importantes ont été observées en ce qui a trait à la texture de la glace fabriquée et aux conditions d'opération en mode de fabrication de glace. Ces détails seront discutés à la section 3.3.2.

3.2.3 Eau polluée

Lors des essais de fiabilité, la machine a très bien fonctionné pour les 4 premiers essais c'est-à-dire jusqu'à des concentrations de polluants égales à 8 fois la norme. A 16 fois la norme, les tubes commençaient à se boucher aussitôt qu'il y avait du sur-refroidissement. Après 45 minutes de fonctionnement, plus du tiers des tubes étaient bouchés. Il est probable que les concentrations étaient si grandes que la saturation correspondant à notre température d'opération était atteinte. Dans ce cas il y a précipitation d'un ou plusieurs composés dans l'évaporateur et donc gel instantané de l'eau sur-refroidie. Il n'est pas impossible cependant que la précipitation elle-même ait été assez forte pour obstruer totalement les tubes de l'évaporateur.

3.2.4 Eau de surface

En ce qui concerne la fiabilité de la SUPERPAC avec de l'eau de surface, les essais ont montré que la machine se comportait aussi bien qu'avec l'eau d'aqueduc. La machine a fonctionné sans problème jusqu'à ce qu'il n'y ait plus assez d'eau disponible dans le réservoir.

3.2.5 Eau avec additifs

Ici encore, aucun problème n'est venu perturber le fonctionnement général de la machine. Comparativement aux essais avec l'eau d'aqueduc, la machine s'est montrée aussi fiable. Le contraire aurait été étonnant, étant donné la faible concentration d'additif dans l'eau (0,3% en volume).

3.3 Etude des propriétés de la glace

3.3.1 Eau d'aqueduc

On a pu constater que la structure des cristaux de glace varie en fonction du degré de sur-refroidissement (ΔT_S). En effet lorsque $\Delta T_S = 1,6°C$, la glace se manipule très bien et sa structure est très fine, tandis que lorsque $\Delta T_S = 0,4°C$, les cristaux sont beaucoup plus gros et plus durs. La conductivité de la glace fondue est aussi affectée par le ΔT_S; elle est plus faible avec un sur-refroidissement de 0,5°C, donc quand les cristaux sont plus gros (voir le tableau 3.1). La différence est d'environ 24% pour l'eau égouttée par gravité et 18% pour l'eau égouttée par centrifugation. On verra plus loin que ce phénomène se répète pour tous les types d'eau testés. Cela peut s'expliquer par le fait que plus les cristaux sont petits, plus les impuretés, qui sont chassées lors de la cristallisation, peuvent s'accrocher facilement sur et entre les cristaux. Comme on doit faire fondre la glace avant d'en mesurer la conductivité, ces impuretés se retrouvent alors à nouveau dissoutes dans l'eau, influençant ainsi les résultats.

T_{es}	ΔT_s	Conductivité (mS/cm)	
(°C)	(°C)	égouttée par gravité	égouttée par centrifugation
-0,5	0,5	0,16	0,09
-1,5	1,5	0,21	0,11

Tableau 3.1: Conductivité de la glace fondue en fonction du degré de surrefroidissement ou de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur, pour les essais avec de l'eau d'aqueduc.

Si on laisse reposer la glace dans le réservoir avant de l'égoutter et de la faire fondre, on se rend compte que sa conductivité diminue avec le temps, comme le montre la figure A.19.

Il pourrait y avoir deux façons d'expliquer ce phénomène. La première serait que lors de la formation des cristaux, les impuretés contenues dans l'eau ne sont pas chassées instantanément; le processus prendrait un certain temps. La deuxième, plus probable, résulterait d'une réorganisation des cristaux avec le temps, les petits cristaux se regroupant, se fusionnant pour en former de plus gros. Les gros cristaux étant plus faciles à laver et à égoutter, la glace fondue résultante serait plus pure. Il n'a pas été possible de vérifier l'une ou l'autre de ces hypothèses, les installations et équipements disponibles ne le permettant pas.

On remarque sur la figure A.19, qu'après un temps de repos de 22 heures, la conductivité de la glace fondue est la même pour les deux méthodes d'égouttement. Cela signifie peut-être que la valeur de la conductivité a atteint le minimum possible pour cette eau. Des essais plus approfondis et plus précis permettraient de vérifier cette hypothèse.

3.3.2 Eau salée

Comme on pouvait s'y attendre, la conductivité et la température d'équilibre des phases ($T_{ép}$) varient en fonction de la concentration de sel dans l'eau, comme le montre le tableau 3.2. Ces importantes variations

n'ont cependant eu aucun effet sur le fonctionnement général de la machine. La glace produite est cependant beaucoup plus douce, beaucoup plus fluide, à un point tel qu'il est presque impossible d'en conserver dans la main, tellement elle glisse entre les doigts.

Concentration de sel (%)	1,5%	3%	5%
Conductivité (mS/cm)	13,4	25,5	58,5
Tép (°C)	-0,4	-1,0	-3,0

Tableau 3.2: Tableau de la conductivité initiale et de la température d'équilibre des phases pour de l'eau salée à diverses concentrations.

Bien que moins évidente que dans le cas de l'eau d'aqueduc, la structure et la grosseur des cristaux de glace varient aussi de la même façon en fonction du degré de sur-refroidissement. La température à laquelle ce changement de structure apparaît n'est pas -0,4°C mais plutôt 0,4°C sous la température d'équilibre des phases, et cela quelle que soit la concentration de sel.

Comme dans le cas de l'eau d'aqueduc, la conductivité de la glace égouttée et fondue est plus faible lorsque les cristaux sont plus gros (ΔT_S petit), comme le montre le tableau 3.3. Par contre, pour une concentration égale à 5% on remarque que cela n'est plus vrai et que pour la glace égouttée par gravité, la conductivité de la glace fondue est même plus élevée que celle de l'eau initialement: 63,5 mS/cm comparativement à 58,5 mS/cm. La raison de ceci est que lors de ce test, il y avait déjà beaucoup de glace dans le réservoir, ce qui augmente la concentration de sel dans l'eau restante. A ce moment, la conductivité de cette eau était d'environ 66 mS/cm.

La figure A.20 montre l'évolution de la conductivité de la glace fondue en fonction du temps de repos de la glace dans le réservoir. La concentration de sel est de 5%. Comme pour l'eau d'aqueduc, la conductivité est toujours plus faible pour la glace égouttée par centrifugation. Selon le type d'égouttement utilisé, on remarque, après un temps de repos de la glace de

22 heures, qu'il y a encore une différence importante entre les valeurs de la conductivité. De plus, pour la glace égouttée par centrifugation, malgré une très forte diminution de la conductivité de la glace fondue (92%), la conductivité reste encore très élevée par rapport à l'eau d'aqueduc: 4,4 mS/cm contre 0,25 mS/cm pour l'eau d'aqueduc.

		Conductivité (mS/cm)					
		égouttée par gravité			égouttée par centrifugation		
T_{es}	ΔT_s	Concentration de sel (%)					
(°C)	(°C)	1,5%	3%	5%	1,5%	3%	5%
-0,8	0,4	8,5	---	---	3,8	---	---
-1,4	0,4	---	16,0	---	---	6,6	---
-3,4	0,4	---	---	63,5	---	---	42,1
-2,0	1,6	10,2	---	---	6,0	---	---
-2,2	1,2	---	16,5	---	---	9,6	---
-4,3	1,3	---	---	55,8	---	---	30,5

Tableau 3.3: Conductivité de la glace fondue en fonction du degré de surrefroidissement ou de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur, pour les essais à l'eau salée, à diverses concentrations de sel.

3.3.3 Eau polluée

Tout comme dans le cas de l'eau salée, on remarque dans le tableau 3.4 que plus la concentration des polluants est grande, plus la conductivité de l'eau est élevée, ce qui est normal. Pour des concentrations allant jusqu'à 8 fois la norme, la température d'équilibre des phases ne semble diminuer que très légèrement avec l'augmentation de la concentration. On constate cependant que la variation de la conductivité de l'eau et de la température d'équilibre des phases devient beaucoup plus forte lorsque la concentration des polluants est égale à 16 fois la norme.

Tout comme dans le cas de l'eau d'aqueduc, le degré de sur-refroidissement a ici une influence sur la grosseur des cristaux de glace. Les cristaux sont plus gros et plus durs lorsque le ΔT_S se situe entre 0,4 et 0,5°C. Par contre, pour un même ΔT_S, la purée de glace semble un peu plus fluide que celle produite avec l'eau d'aqueduc, quoique pas autant que celle produite avec l'eau salée.

Concentr. (nX la norme)	1X	2X	4X	8X	16X
Conductivité (mS/cm)	0,86	1,59	2,90	5,50	13,42
Tép (°C)	0,0	0 -> -0,1	-0,1	-0,1	-0,4

Tableau 3.4: Tableau de la conductivité initiale de l'eau et de la température d'équilibre des phases pour les essais réalisés avec de l'eau polluée à diverses concentrations.

De plus, la conductivité de la glace fondue est plus faible que la conductivité initiale de l'eau et cela peu importe la concentration des polluants au départ (voir les tableaux 3.4 et 3.5), la différence étant plus marquée aux basses valeurs de ΔT_S.

En raison de la présence de fer, l'eau a une couleur orangée qui est de plus en plus foncée au fur et à mesure que la concentration augmente. Il est intéressant de noter que la glace fondue n'a pas cette couleur et cela peut importe la concentration de polluants..

Les figures A.21 jusqu'à A.24 montrent l'évolution de la conductivité de la glace fondue en fonction du temps de repos (dans le réservoir) pour les essais réalisés avec des concentrations de polluants allant de 1 à 8 fois la norme. Dans tous les cas, on remarque que plus le temps de repos est long, plus la conductivité diminue. Cette diminution est d'ailleurs plus rapide durant les 3 premières heures. Encore ici, on constate que la centrifugation, même si elle est manuelle, est une meilleure méthode d'égouttement que la gravité. En fait, il faut arriver à vaincre les forces de tension de surface, à l'interface eau-cristal et la gravité seule n'y arrive pas. Ce sont ces forces qui retiennent les impuretés à la surface des cristaux.

		Conductivité (mS/cm)							
		égouttée par gravité				égouttée par centrifugation			
T_{es}	ΔT_s	Concentration (nX la norme)							
(°C)	(°C)	1X	2X	4X	8X	1X	2X	4X	8X
-0,4	0,4	0,61	---	---	---	0,31	---	---	---
-0,5	~0,5	---	1,15	---	---	---	0,70	---	---
-0,5	0,4	---	---	2,36	---	---	---	1,60	---
-0,5	0,4	---	---	---	3,54	---	---	---	2,78
-1,6	1,6	0,78	---	---	---	0,38	---	---	---
1,6	~1,6	---	1,53	---	---	---	1,04	---	---
-1,5	1,4	---	---	2,46	---	---	---	1,64	---
-1,8	1,7	---	---	---	5,75	---	---	---	4,45

Tableau 3.5: Conductivité de la glace fondue en fonction du degré de surrefroidissement ou de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur, pour les essais avec l'eau polluée à diverses concentrations.

Les figures A.21 jusqu'à A.24 montrent que plus la concentration des polluants est élevée, plus la glace doit reposer longtemps avant que la conductivité de la glace fondue n'atteigne une valeur acceptable. Par exemple, pour une concentration des polluants équivalant à 1 fois la norme, la conductivité de la glace égouttée et fondue tombe sous 0,3 mS/cm en moins de 3 heures tandis que pour une concentration égale à 8 fois la norme, cette valeur n'a pas été atteinte, même après un temps de repos de 22 heures. Rappelons que 0,3 mS/cm correspond à la conductivité de l'eau d'aqueduc à Ste-Foy.

On peut aussi se demander si la concentration des polluants a un effet sur le taux de diminution de la conductivité de la glace avec le temps. Dans le cas de la glace égouttée par gravité, la figure A.25 ne permet pas de tirer de relation entre ces deux paramètres. Cela est probablement causé par l'inefficacité de cette méthode d'égouttement. Par contre, dans le cas de la glace égouttée par centrifugation (figure A.26), on voit que peu importe la

concentration initiale des polluants, la diminution de la conductivité est sensiblement la même. Par exemple, après un temps de repos de 8 heures, la diminution de la conductivité après égouttement est de 83% ± 5%.

3.3.4 Eau de surface

On constate en examinant le tableau A.2 que les analyses chimiques de l'eau traitée et de l'eau brute se ressemblent beaucoup, sauf pour le manganèse, les nitrites et nitrates et le phosphores, où les concentrations sont trois fois plus fortes dans le cas de l'eau brute. On remarque aussi que pour le sodium et les sulfates, les concentrations sont plus faibles dans le cas de l'eau brute!

Les principales différences entre l'eau de surface et l'eau traitée se retrouvent au niveau du pH, de la turbidité et de la couleur (analyses physico-chimiques, tableau A.3). Ces valeurs sont toutes plus élevées dans le cas de l'eau brute. On remarque cependant que la conductivité de l'eau traitée est un peu plus grande que celle de l'eau brute, probablement à cause du chlore qui est ajouté à l'eau traitée.

T_{es}	ΔT_S	Conductivité (mS/cm)	
(°C)	(°C)	égouttée par gravité	égouttée par centrifugation
-0,5	~0,5	0,17	0,11
-1,5	~1,5	0,23	0,13

Tableau 3.6: Conductivité de la glace fondue en fonction du degré de sur-refroidissement ou de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur, pour de l'eau de surface.

Tout comme dans le cas de l'eau d'aqueduc, il a été possible d'observer une différence dans la grosseur des cristaux de glace en fonction du degré de sur-refroidissement de l'eau de surface. Avec un ΔT_S de 0,5°C, les cristaux de glace sont beaucoup plus gros qu'avec un ΔT_S de 1,5°C. La conductivité de la glace fondue est aussi plus faible lorsque ΔT_S = 0,5°C

comme le montre le tableau 3.6. La différence est de 26 % pour la glace égouttée par gravité et de 15% pour la glace égouttée par centrifugation.

La conductivité initiale de l'eau de surface était de 0,29 mS/cm, ce qui est comparable à la valeur obtenue avec de l'eau d'aqueduc. La température d'équilibre des phases se situait cependant entre 0 et -0,1°C.

La figure A.27 montre l'évolution de la conductivité de la glace fondue en fonction du temps de repos des cristaux dans le réservoir. Les résultats sont semblables à ceux obtenus avec les autres types d'eau. La diminution de la conductivité est très forte pendant les trois premières heures mais elle est ensuite beaucoup plus lente. Après trois heures, la diminution de la conductivité de la glace égouttée par gravité et fondue est de 76% tandis qu'après 22 heures elle est de 86%. Pour la glace égouttée par centrifugation les diminutions sont de 86% et de 93% respectivement.

A noter que malgré ces chiffres impressionnants, cette eau ne peut pas être considérée comme potable pour autant. En effet, une diminution de la conductivité signifie une augmentation de la pureté de l'eau mais cela ne tient pas compte des bactéries coliformes. Les essais et les mesures effectués ne permettaient pas de vérifier si ces bactéries ont pu être chassées ou éliminées lors de la formation de la glace.

3.3.5 Eau avec additifs

L'ajout d'un additif anti-corrosion (Dearborn 545) a eu pour effet d'augmenter la conductivité initiale de l'eau; elle est passée de 0,3 à 0,49 mS/cm. La température d'équilibre des phases semble avoir légèrement diminué, se situant entre 0 et -0,1°C.

La glace produite était similaire à celle produite avec de l'eau d'aqueduc. La grosseur des cristaux variait de la même façon en fonction du degré de sur-refroidissement. La conductivité de la glace égouttée et fondue était toujours plus élevée lorsque le ΔT_S était grand, comme le montre le tableau 3.7. La différence entre les valeurs de la conductivité, en fonction du

ΔT_S, est de 24% pour la glace égouttée par gravité et de 50% pour la glace égouttée par centrifugation.

T_{es}	ΔT_S	Conductivité (mS/cm)	
(°C)	(°C)	égouttée par gravité	égouttée par centrifugation
-0,5	~0,5	0,34	0,11
-1,6	~1,6	0,49	0,22

Tableau 3.7: Conductivité de la glace fondue en fonction du degré de surrefroidissement ou de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur, pour les essais réalisé avec l'additif anti-corrosion ajouté à l'eau d'aqueduc.

Par contre, la diminution de la conductivité de la glace fondue après un temps de repos de trois heures des cristaux dans le réservoir n'est pas aussi importante comparativement aux autres types d'eau. En effet, cette diminution est de 16% pour l'eau égouttée par gravité et de 39% pour l'eau égouttée par centrifugation tandis que pour l'eau d'aqueduc et de surface, elle est en moyenne de 70% et 85%.

3.4 Remarques sur l'interprétation des résultats des mesures de la conductivité de la glace

Plusieurs facteurs peuvent avoir eu un effet non-négligeable sur les mesures de la conductivité de la glace. En effet, lorsqu'une certaine quantité de glace était récoltée pour être égouttée, les pourcentages d'eau et de glace contenus dans le mélange n'étaient pas connus. Aussi lors de l'égouttement par centrifugation, la vitesse de rotation ainsi que la durée de rotation pouvaient varier d'une fois à l'autre. De plus, la forme de la masse du mélange eau-glace semblait avoir une influence sur la rapidité de l'égouttement par gravité. En effet, plus la dimension verticale de la masse du mélange eau-glace était grande, plus l'égouttement semblait rapide.

En raison du peu d'équipement adéquat disponible, tous ces facteurs ne pouvaient être mesurés et/ou contrôlés. Les résultats obtenus servent seulement à indiquer des tendances et ne doivent pas être considérés comme définitifs. On peut dire que l'allure des différentes courbes obtenues est probablement réaliste mais que des essais supplémentaires beaucoup précis seraient nécessaires pour connaître les valeurs absolues correspondantes.

3.5 Tests de filtration d'eau

On sait que la présence de particules en suspension dans l'eau facilite la formation de cristaux de glace, mais on ne sait pas si la grosseur des ces particules est importante. A première vue, on serait porté à croire que plus les particules sont petites, moins il y a de chance qu'il y ait formation de cristaux.

Il y a intérêt, dans une telle machine, a utiliser une filtration minimale. En effet, plus la filtration est fine, plus les pertes de charge de la pompe à eau sont grandes, ce qui fait diminuer le coefficient de performance du système. De plus, un filtre fin se saturera plus rapidement et devra être changé plus fréquemment, comme ont a pu le constater lors de l'essai avec un filtre de 5 microns. Ce dernier devait être changé après seulement quelques heures d'utilisation.

Par contre, tous les tests mentionnés précédemment ont été réalisés avec un filtre de 25 microns et il n'y a pas eu de problème. Les tests de filtration ont aussi montré que la machine pouvait très bien fonctionner avec un filtre de 50 microns et il est fort probable qu'un filtre de 100 (et peut-être même 200 microns) serait suffisant. Ces filtres n'étaient pas disponibles lors des essais.

CONCLUSION

Un prototype de démonstration d'une pompe à chaleur à fabrication de glace a été construit et testé. On a pu vérifier que ce type de pompe à chaleur, basé sur le sur-refroidissement de l'eau, avait énormément de potentiel dans de nombreux domaines. On a donné à cette technologie le nom SUPERPAC.

Les applications de cette technologie en gestion de l'énergie sont particulièrement intéressantes. En effet, une SUPERPAC peut être utilisée comme climatiseur (climatisation locale ou urbaine), comme pompe thermique (eau-air ou eau-eau) ou comme appoint pour les systèmes de chauffage et de climatisation conventionnels.

Les tests de performance ont révélé que les coefficients de performance d'une SUPERPAC étaient comparables, sinon supérieurs, à ceux d'autres systèmes. De plus, il a été possible d'effectuer des essais à des températures d'eau beaucoup plus basses que la température minimale de fonctionnement des systèmes conventionnels (près de 0°C comparativement à 7°C).

Une caractéristique intéressante, constatée durant les tests de performance, est la "stabilisation" des COP à partir du moment où l'eau descend sous 0°C à la sortie de l'évaporateur. Normalement, on s'attendrait à ce que le COP baisse à mesure que la température de l'eau dans l'évaporateur diminue. Il n'a pas encore été possible d'expliquer ce phénomène. On ne peut pas faire de comparaison avec d'autres systèmes puisque ceux-ci ne peuvent fonctionner à des températures aussi basses. A noter que cette stabilisation des COP s'est produite pour toutes les sortes d'eau utilisées (d'aqueduc, salée, polluée, de surface et avec additif anti-corrosion).

Les tests de fiabilité ont donné des résultats concluants. En effet, il a été démontré qu'il était possible de maintenir un sur-refroidissement, donc de fabriquer de la glace, pendant une longue période de temps. En fait, la machine fonctionne tant et aussi longtemps qu'il reste assez d'eau disponible pour la pompe dans le réservoir et cela peu importe la sorte d'eau utilisée.

Lors de l'étude des propriétés de la glace, on a constaté qu'il est possible de contrôler la grosseur des cristaux de glace en variant les conditions d'opération, principalement la température d'évaporation du fréon. Plus cette dernière est basse, plus les cristaux sont petits (fraction de millimètre), formant ainsi un mélange eau-glace très doux au toucher et facile à manipuler. Une température d'évaporation plus élevée produit une glace plus dure dont les cristaux peuvent avoir plusieurs centimètres de long. Cela est vrai pour toutes les sortes d'eau utilisées. A noter qu'avec l'eau salée, les cristaux sont beaucoup plus petits que ceux obtenus avec de l'eau douce, pour un même degré de sur-refroidissement,

On a aussi pu vérifier que la fabrication de glace pourrait servir à des fins de dépollution de l'eau. En effet, la pureté de l'eau provenant de la glace fondue est toujours supérieure à la pureté de cette même eau avant de la faire geler. Cette pureté dépend de divers facteurs qui sont: le temps de repos de la glace dans le réservoir, la grosseur des cristaux et la méthode utilisée pour égoutter l'eau contenue dans le mélange eau-glace. En effet, plus le temps de repos est long, plus les cristaux sont gros et si on force l'égouttement (par centrifugation), plus la glace fondue est pure.

On peut donc dire, en résumé, que les résultats obtenus sont très prometteurs et démontrent bien tout le potentiel de la technologie SUPER-PAC.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Gilpin, R.R.: "The effects of dendritic ice formationin water pipes", Int. J. Heat Transfer, 20, 693-699, Pergamon Press

[2] Mousson, A.: Ann. d. Physik (Pogg.) 105, 161-174 (1858).

[3] Mukushi, T., Takahachi, S.: "Supercooling of liquids in forced flow in pipes and the growth of ice cristals". Hitachi Research Laboratories, Hitachi Ltd, 1982.

[4] Paradis, M. A., Faucher, G.: "A new type of ice-maker heat pump". ISES 1987 World Solar Congress, Hamburg (RFA), Sept. 14-18 1987.

[5] Gilpin, R. R.: "A Study of Factors Affecting the Ice Nucleation Temperature in a Domestic Water Supply", Canadian Journal of Chemical Engeneering, Vol. 56, Aug. 1978.

[6] Didion, D. A. et al.: "The Role of Refrigerant Mixtures as Alternatives", Proceedings, ASHRAE 1989 CFC Conference, Sept 1989, Washington.

[7] Turcot, R.: "Etude d'un nouveau type de pompe à chaleur à fabrication de glace", mémoire de maîtrise, département de génie mécanique, Université Laval, juin 1990.

APPENDIX A

TABLES AND FIGURES OF EXPERIMENTAL RESULTS

Parameters	Concentrations (mg/l)			
	Untreated water (surface water)	Treated water (W. T. P.)	Canadian standards Maximum	Aim
Ammoniacal nitrogen	0,01	0,01	0,5	--
Ag	<0,005	<0,005	0,05	<0,05
Al	0,39	0,22	--	--
As	<0,001	<0,001	0,05	<0,005
Ba	<0,1	<0,1	1,0	≤0,10
B	0,03	0,02	5,0	<0,01
Cd	<0,0005	<0,0005	0,005	<0,001
Ca	26,4	25,6		--
Cr	<0,005	<0,005	0,05	<0,0002
Co	--	--	--	--
Cu	<0,01	<0,01	1,0	<1,0
Cyanides	<0,005	<0,005	0,20	<0,002
Fluorides	0,1	0,1	1,5	<1,0
Mg	6,95	6,50	--	--
Mn	0,021	0,007	0,05	<0,01
Hg	<0,0002	<0,0002	0,001	<0,0002
Ni	--	--	0,025	--
$N0_2 + NO_3$	0,3	<0,1	10,0	<0,001
Phenols	0,003	0,005	0,002	<0,002
Ortho. phosphorus	0,016	<0,005	--	--
Hydro. phosphorus	0,006	<0,005	--	--
Total phosphorus	0,30	<0,010	0,20	--
Pb	<0,005	<0,005	0,05	<0,001
K	1,14	1,09	--	--
Se	<0,002	<0,002	0,1	≤0,002
Na	10,3	12,0	--	--
SO_4	19	26	500	<150
Zn	0,01	<0,01	5,0	<5,0
U	--	<0,005	0,02	≤0,001

Table A.1: Chemical analysis of untreated water (surface water) and treated water at the Ste-Foy's water treatment plant (W.T.P.). Analysis realized August 30 1989.

		Untreated water	Treated water	Canadian standards
Temperature (°C)	Min	14,6	14,6	Max. 15
	Ave	20,5	20,5	
	Max	24,3	24,3	
pH (Unit)	Min	7,57	7,43	6,5 to 8,3
	Ave	7,96	7,50	
	Max	8,23	7,56	
Turbidity (UTN)	Min	6,00	0,11	5
	Ave	9,67	0,19	
	Max	15,00	0,43	
Color (Pt-Co)	Min	12,8	1,2	15
	Ave	18,2	2,6	
	Max	24,0	4,0	
Alkalinity mg/L $CaCO_3$	Min	47	48	30 to 500
	Ave	68	63	
	Max	82	78	
Hardness mg/L $CaCO_3$	Min	64	70	81 to 120
	Ave	93	92	
	Max	110	108	
Conductivity (µS)	Min	169	200	- - -
	Ave	226	241	
	Max	266	280	
Chlorine (mg/L)	Min	- - -	0,54	< 0,50
	Ave	- - -	0,78	
	Max	- - -	1,03	

Table A.1: Physical chemical analysis of untreated water (surface water) and treated water at the Ste-Foy's water treatment plant. Analysis realized August 30 1989.

Test of reliability #1

$\dot{m}_w$ initial = 17,2 U.S.GPM
9:00 : water begin to freeze
10:20 : stop, $\dot{m}_w$ = 6
10:25 : restart, $\dot{m}_w$ = 14.5
10:30 : stop, $\dot{m}_w$ = 8-9
10:35 : restart, $\dot{m}_w$ = 16.5
10:39 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7
10:45 : restart, $\dot{m}_w$ = 16.9
10:51 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7
10:55 : restart, $\dot{m}_w$ = 16
11:01 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7

Supercooling = 1,3°C
No frozen tube

Test of reliability #2

$\dot{m}_w$ initial = 17.55 U.S.GPM
9:45 : water begin to freeze
11:00 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7
11:05 : restart, $\dot{m}_w$ = 14.5
11:08 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7
11:12 : restart, $\dot{m}_w$ = 14.5
11:17 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7
11:23 : restart, $\dot{m}_w$ = 16.8
11:34 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7
11:37 : restart, $\dot{m}_w$ = 15.5
11:44 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7

Supercooling = 1,3-1,7°C
No frozen tube

Test of reliability #3

$\dot{m}_w$ initial = 17.65 U.S.GPM
9:30 : water begin to freeze
10:58 : stop, $\dot{m}_w$ = 5-6
11:02 : restart, $\dot{m}_w$ = 16.8
11:10 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7
11:13 : restart, $\dot{m}_w$ = 16.5
11:20 : stop, $\dot{m}_w$ = 6-7
11:24 : restart, $\dot{m}_w$ = 16.7
11:31 : stop, $\dot{m}_w$ = 5-6

Supercooling = 1,1-1,4°C
No frozen tube

Table A.3: Results of the tests of reliability realized with tap water.

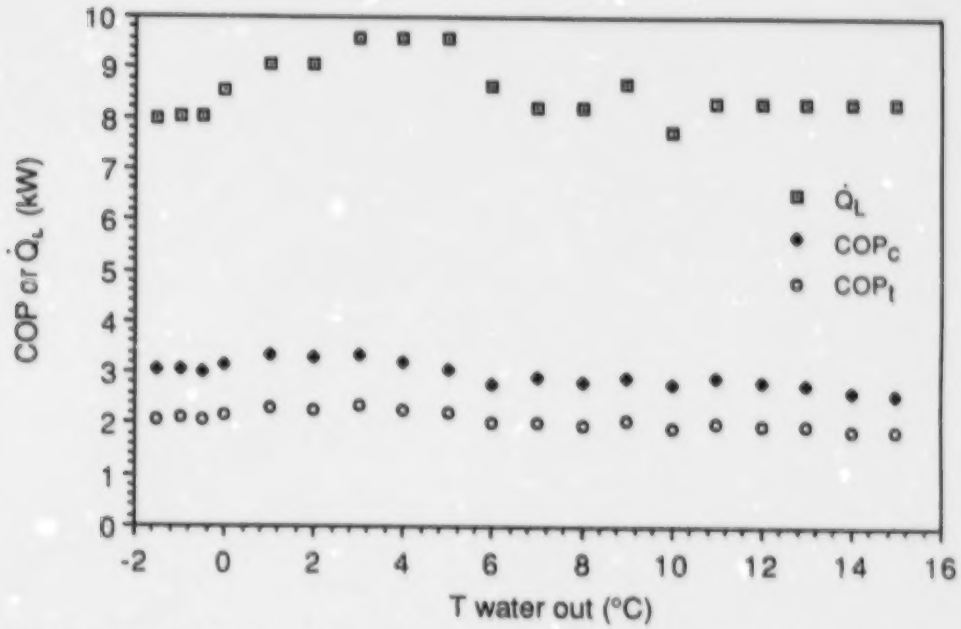


Figure A.1: Coefficients of performance and evaporator capacity as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Example showing the effect of the hot gas bypass.

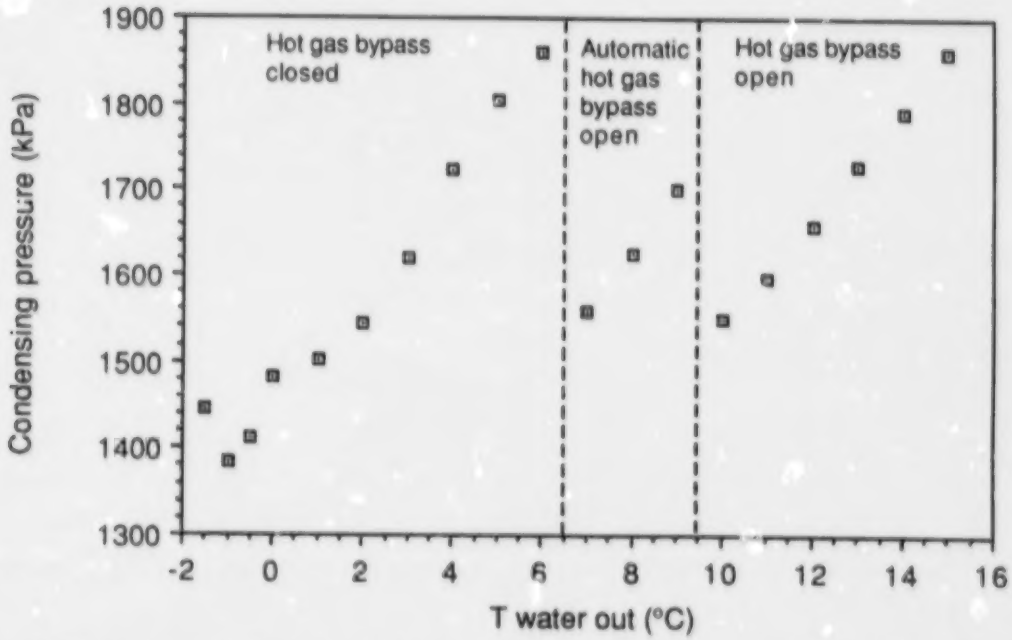


Figure A.2: Effect of the hot gas bypass on condensing pressure.

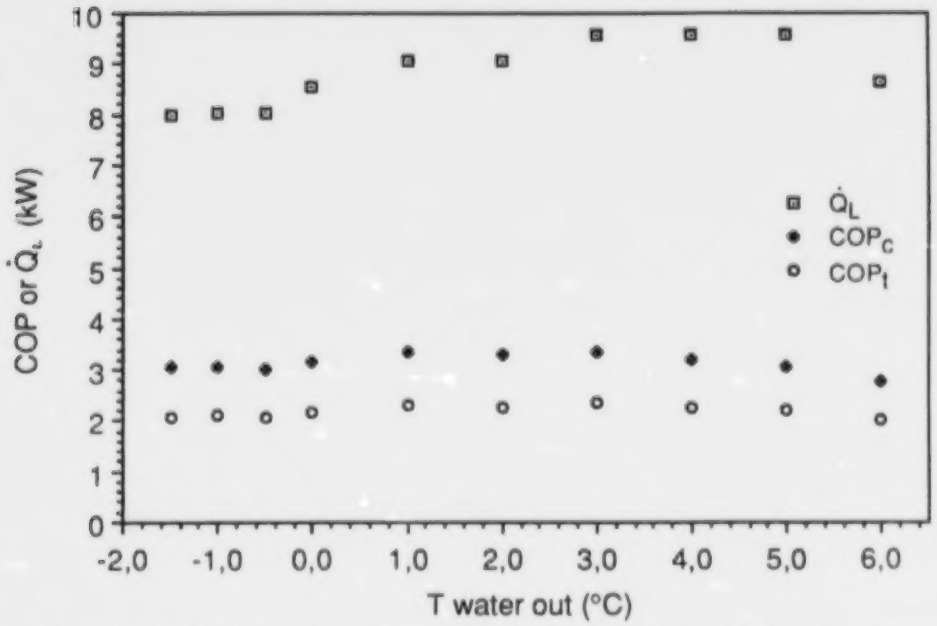


Figure A.3: Coefficients of performance and evaporator capacity as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Tap water.

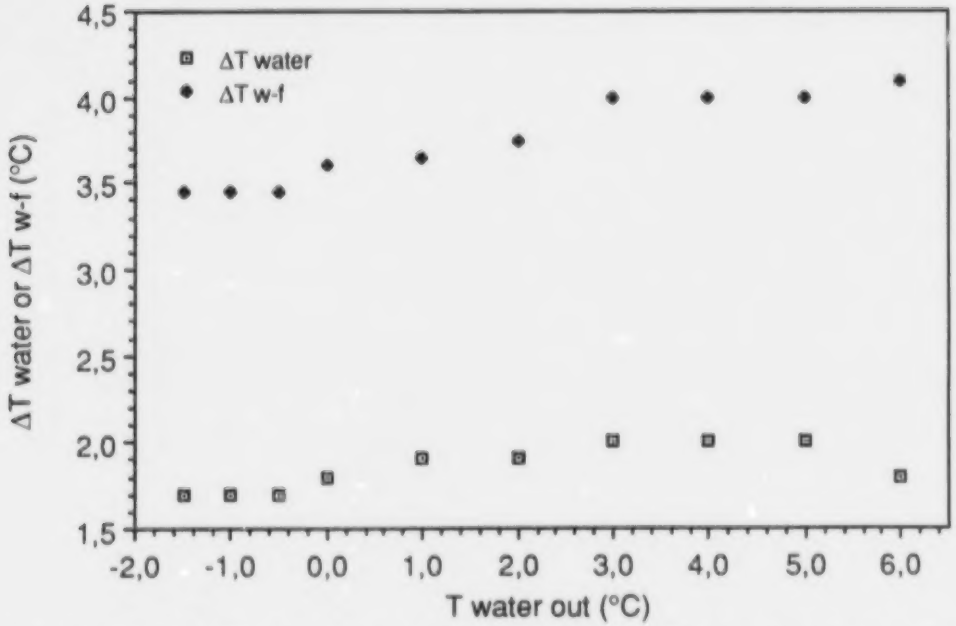


Figure A.4: Water ΔT across the evaporator and ΔT between water and refrigerant as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Tap water.

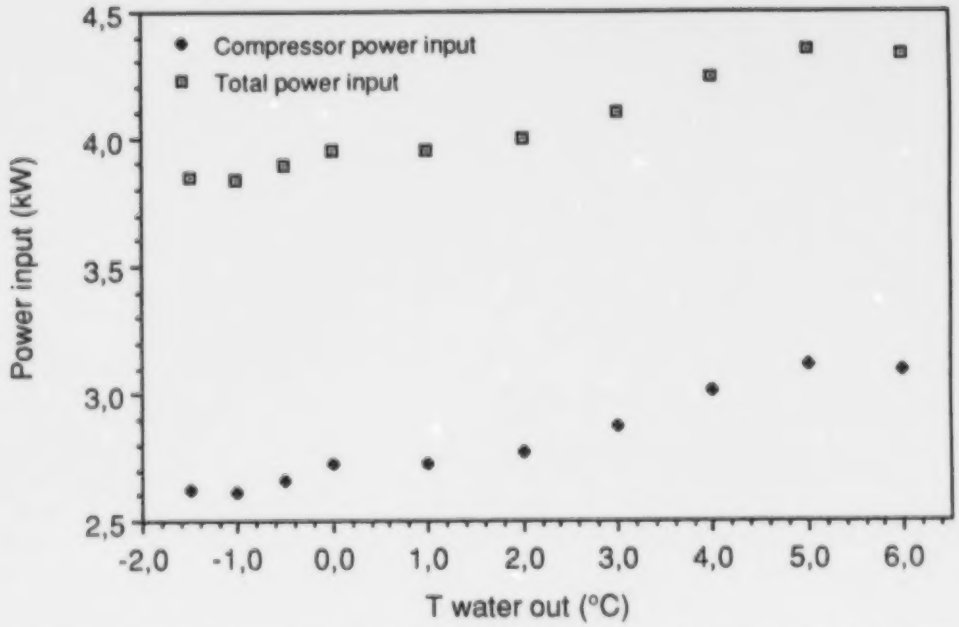


Figure A.5: Total power input and compressor power input as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Tap water.

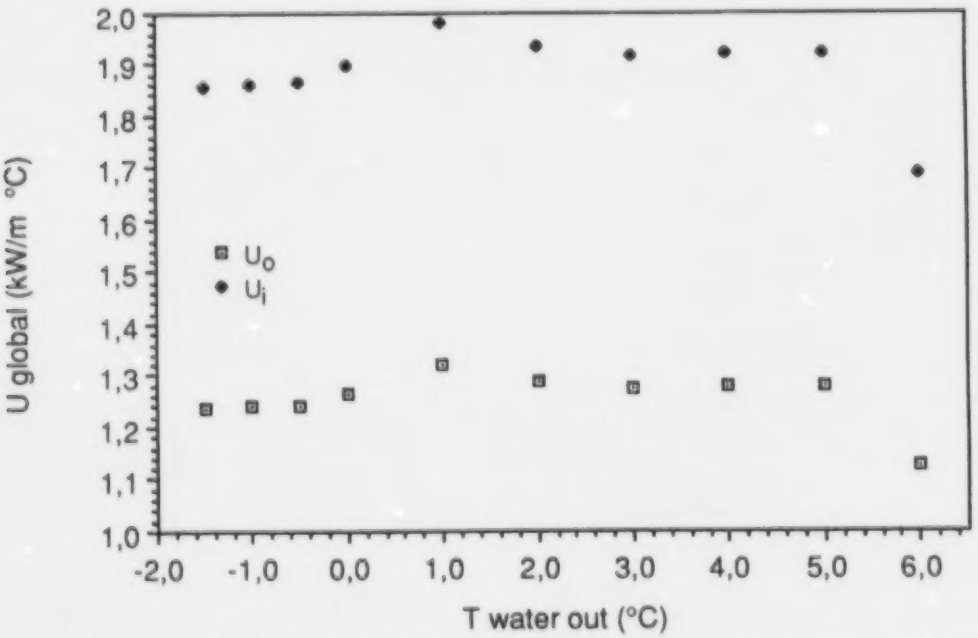


Figure A.6: Global heat transfert coefficients related to outer (Uo) and inner (Ui) water tube diameter as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Tap water.

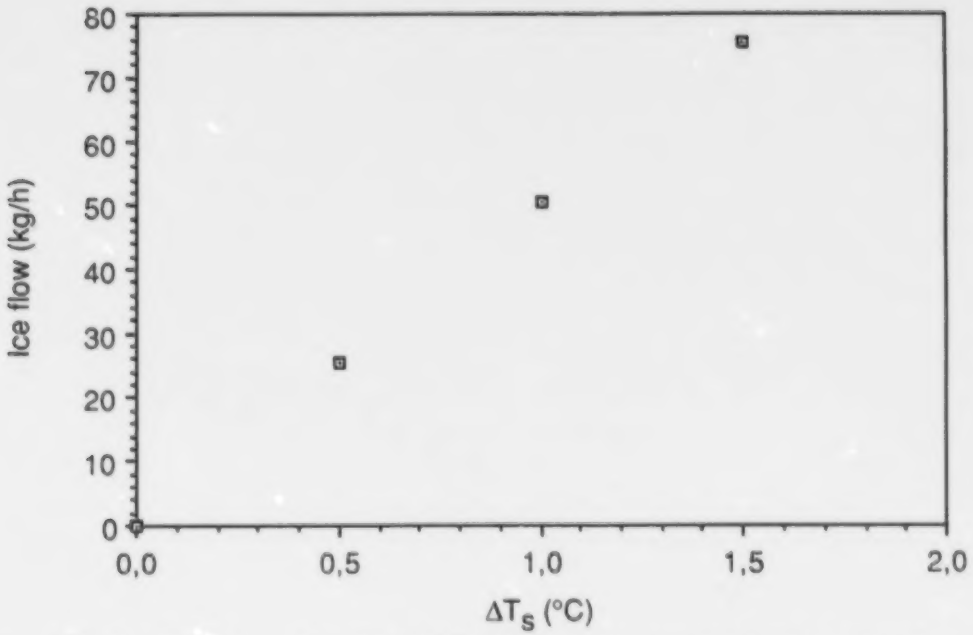


Figure A.7: Ice flow as a fonction of the degre of supercooling. Tap water.

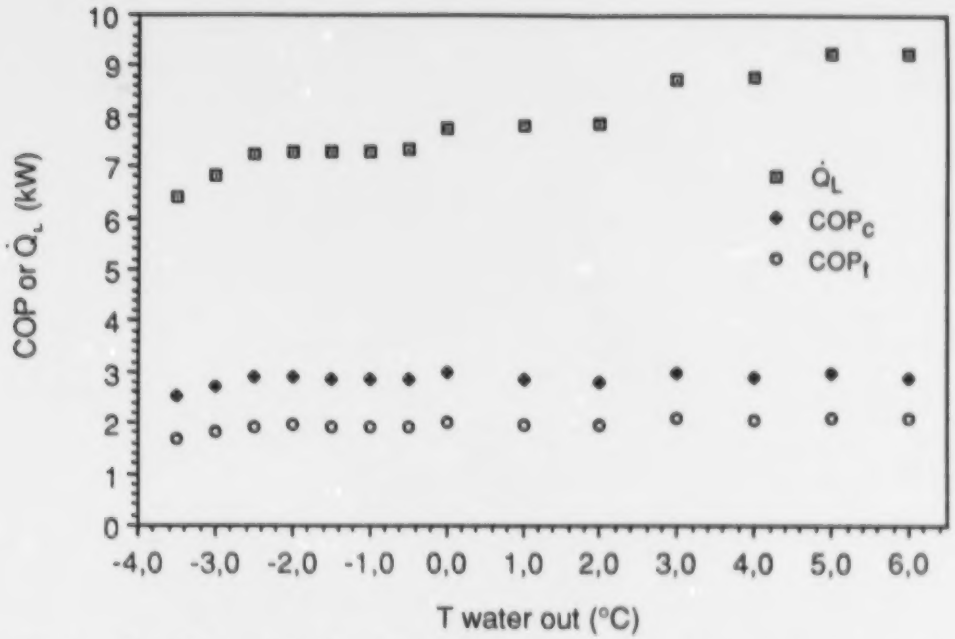


Figure A.8: Coefficients of performance and evaporator capacity as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Salt water. Salinity: 5%.

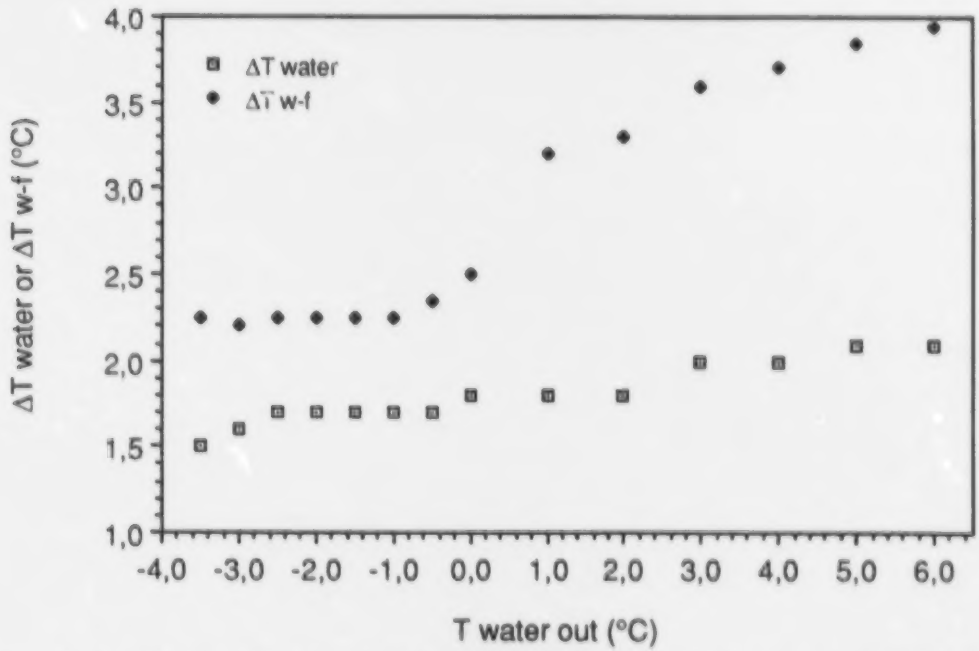


Figure A.9: Water ΔT across the evaporator and ΔT between water and refrigerant as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Salt water. Salinity: 5%.

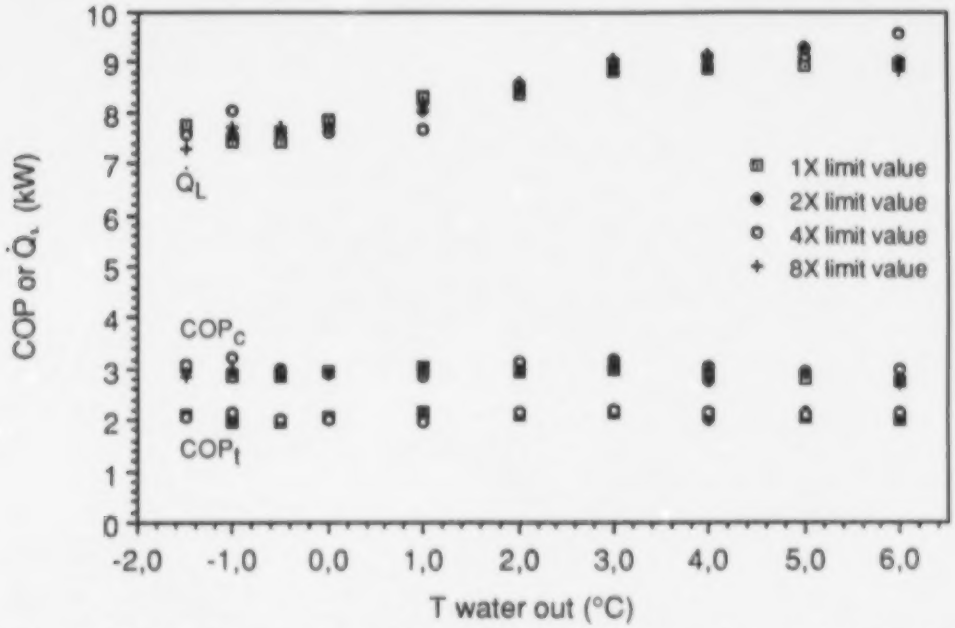


Figure A.10: Coefficients of performance and evaporator capacity as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Polluted water. Impurities concentration: 1 to 8 times the limit value.

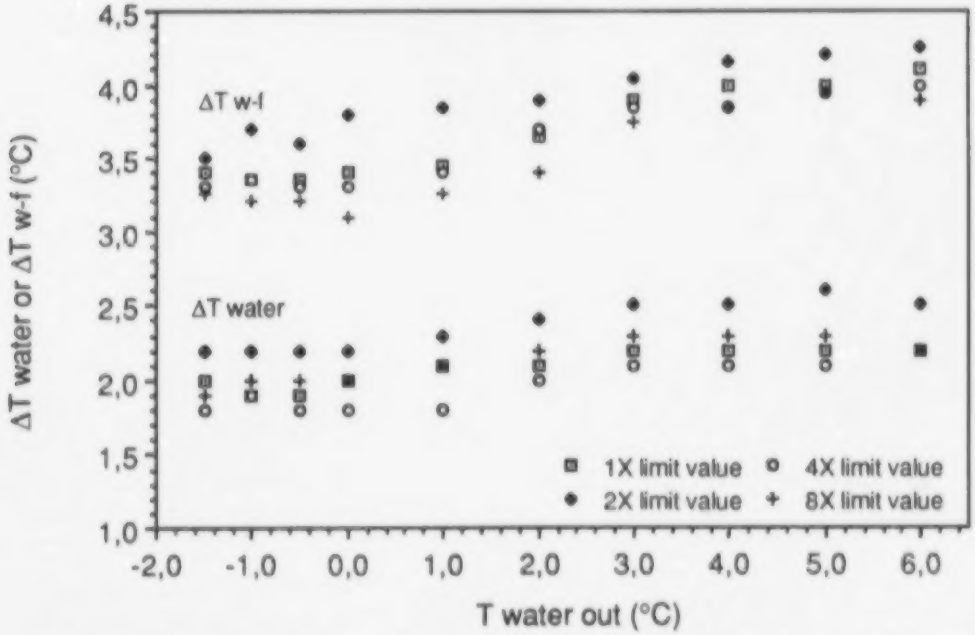


Figure A.11: Water ΔT across the evaporator and ΔT between water and refrigerant as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Polluted water. Impurities concentration: 1 to 8 times the limit value.

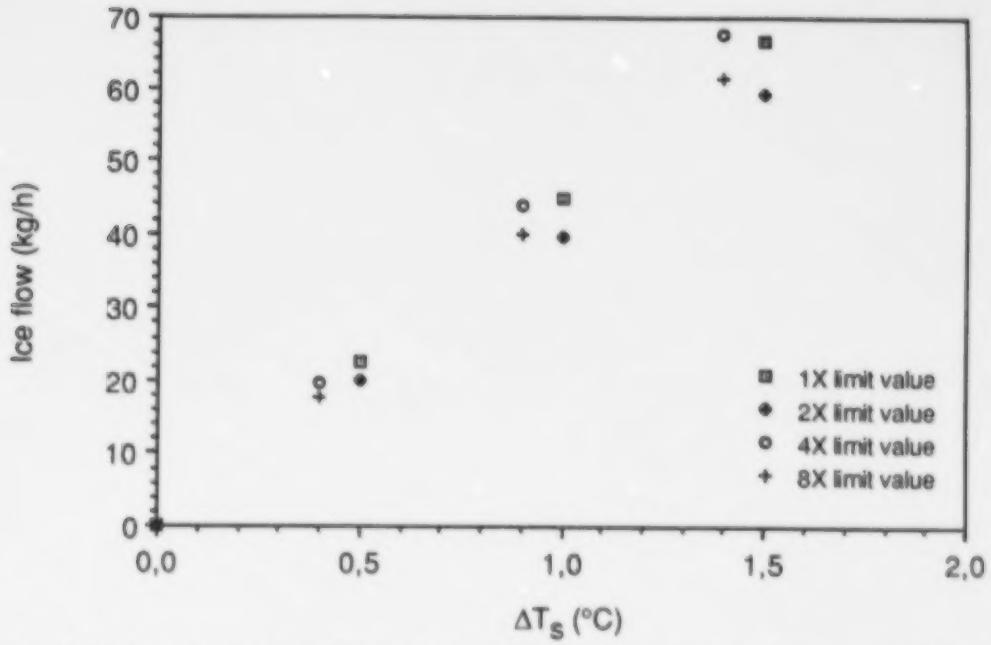


Figure A.12: Ice flow as a fonction of the degre of supercooling. Polluted water. Impurities concentration: 1 to 8 times the limit value.

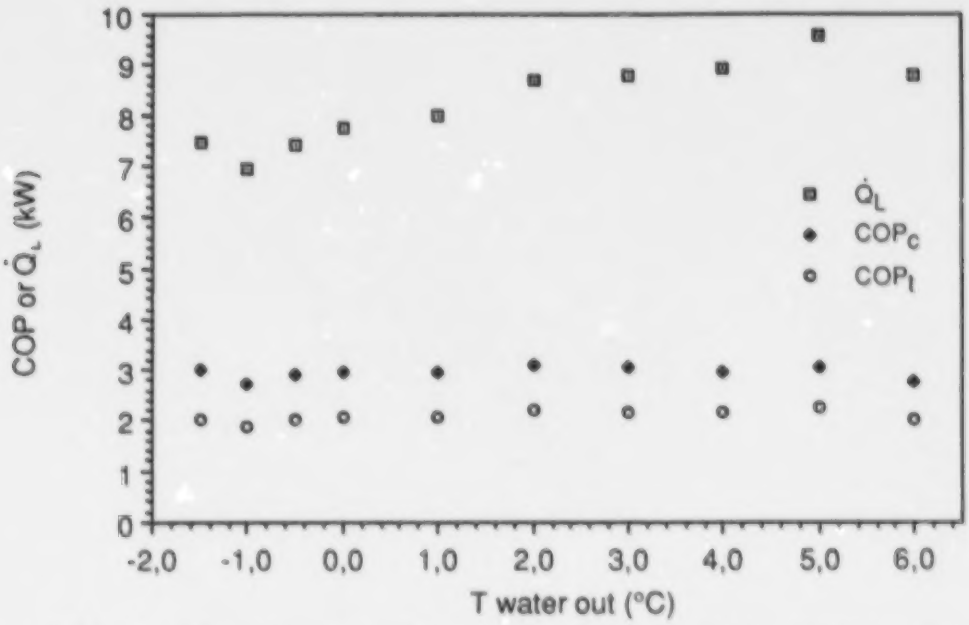


Figure A.13: Coefficients of performance and evaporator capacity as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Surface water.

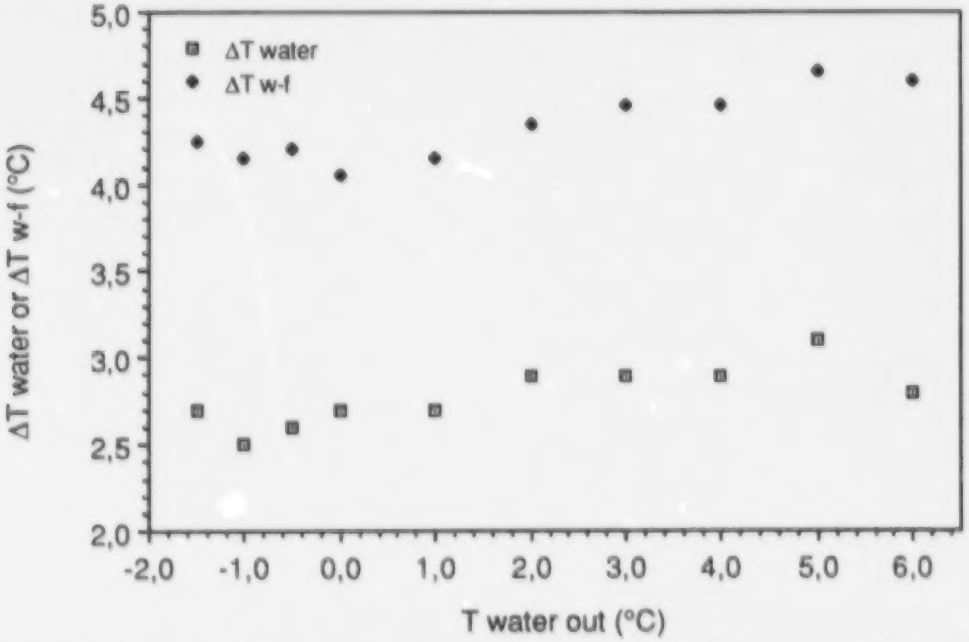


Figure A.14: Water ΔT across the evaporator and ΔT between water and refrigerant as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Surface water.

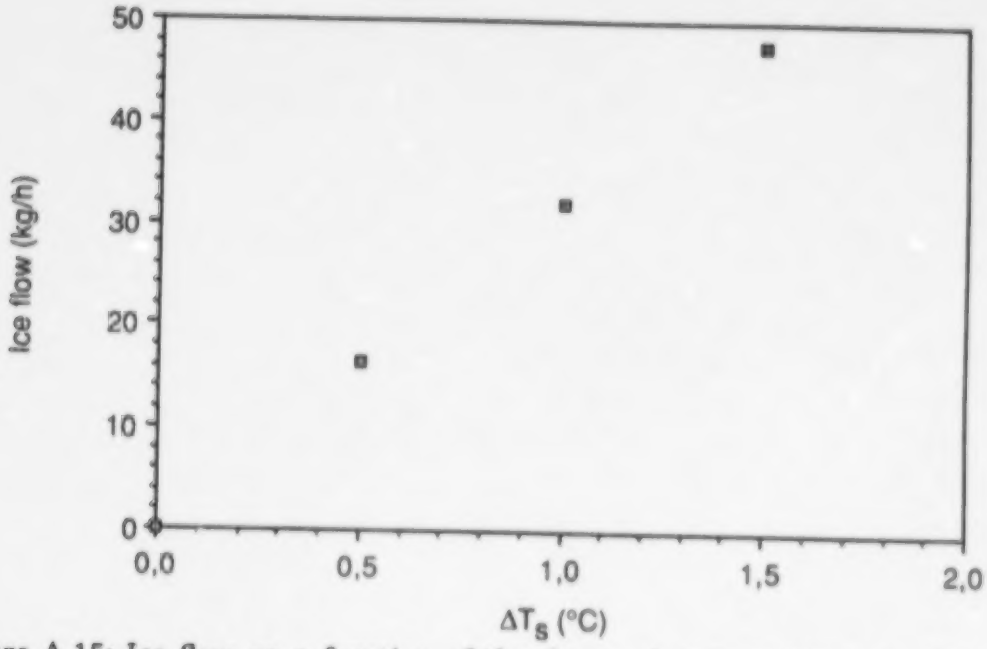


Figure A.15: Ice flow as a fonction of the degre of supercooling. Surface water.

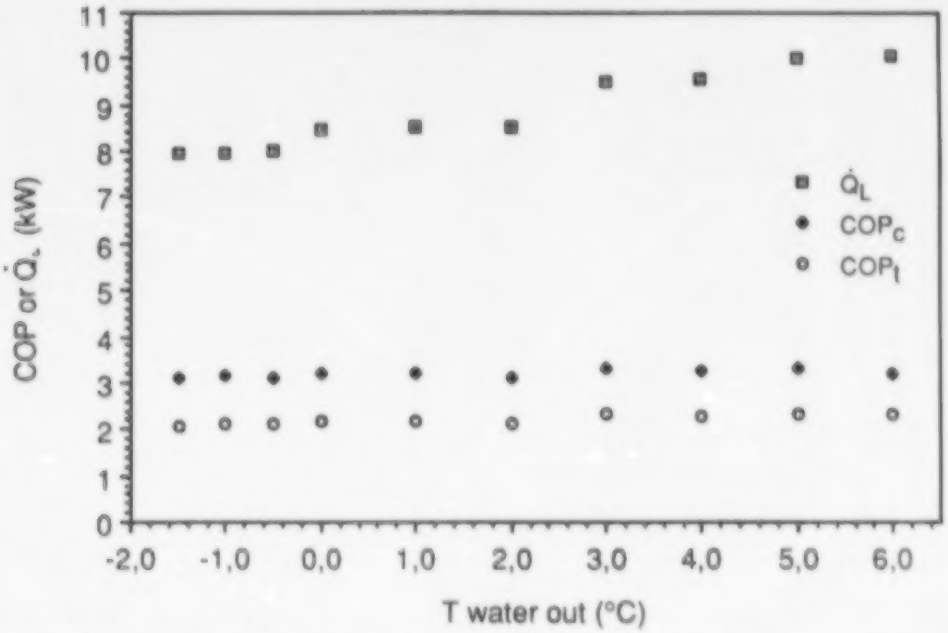


Figure A.16: Coefficients of performance and evaporator capacity as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Anti-corrosion additive added to tap water.

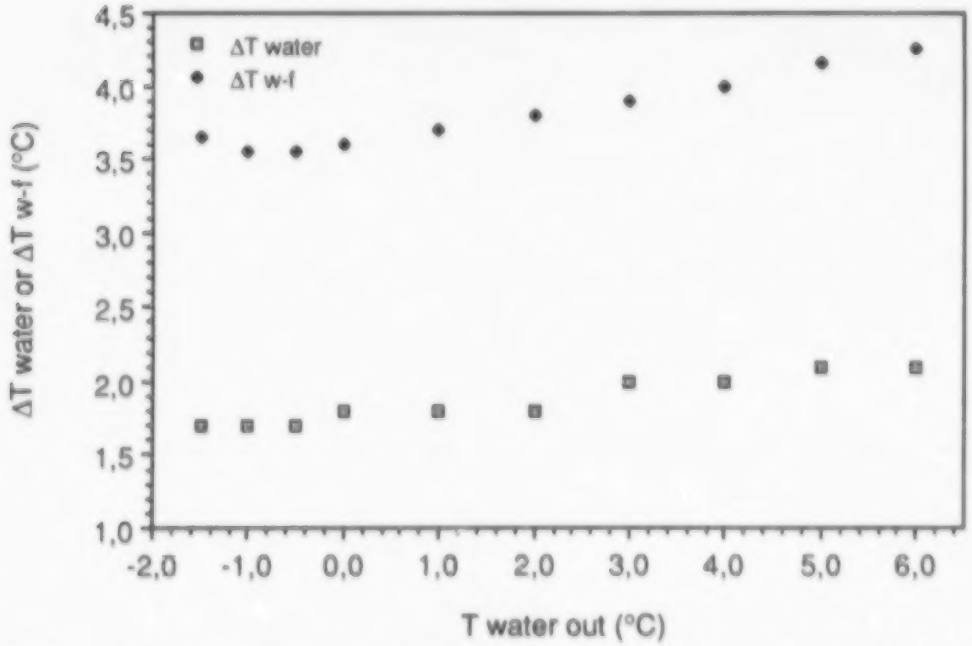


Figure A.17: Water ΔT across the evaporator and ΔT between water and refrigerant as a fonction of the water temperature at the evaporator outlet. Anti-corrosion additive added to tap water.

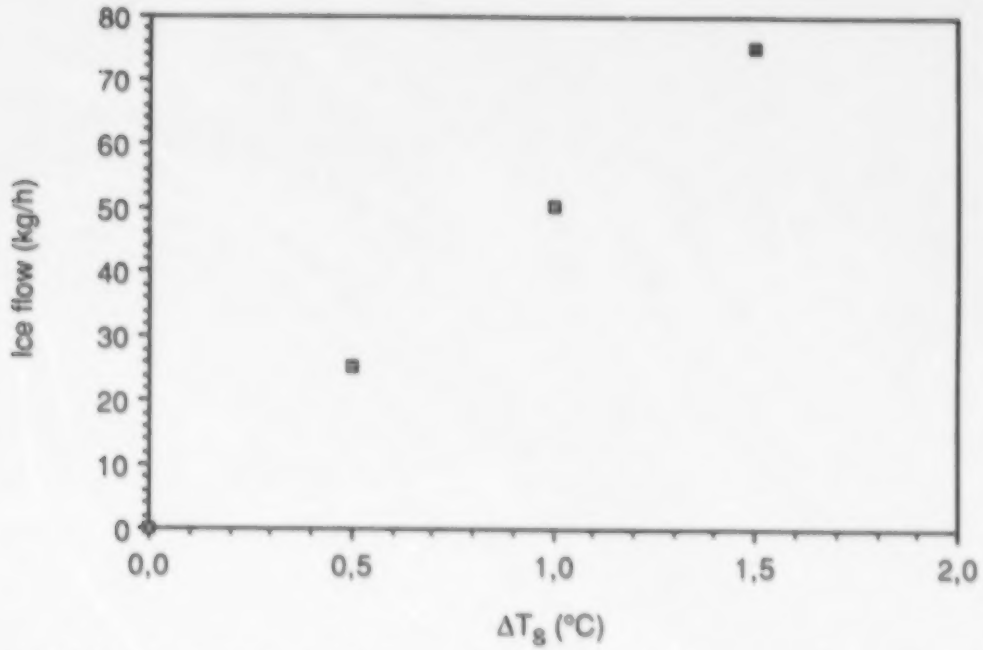


Figure A.18: Ice flow as a fonction of the degre of supercooling. Anti-corrosion additive added to tap water.

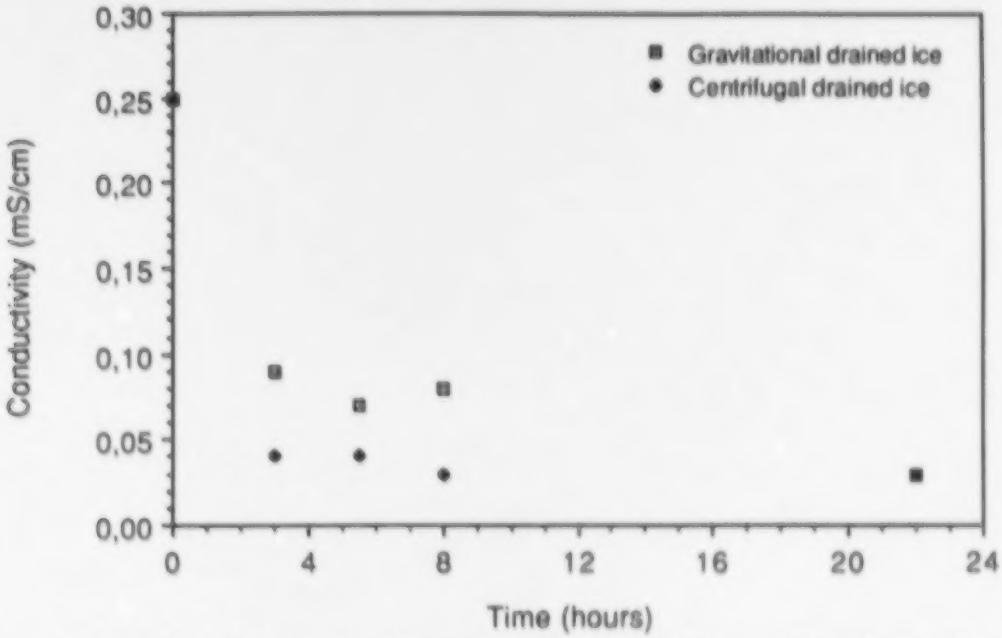


Figure A.19: Melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Tap water.

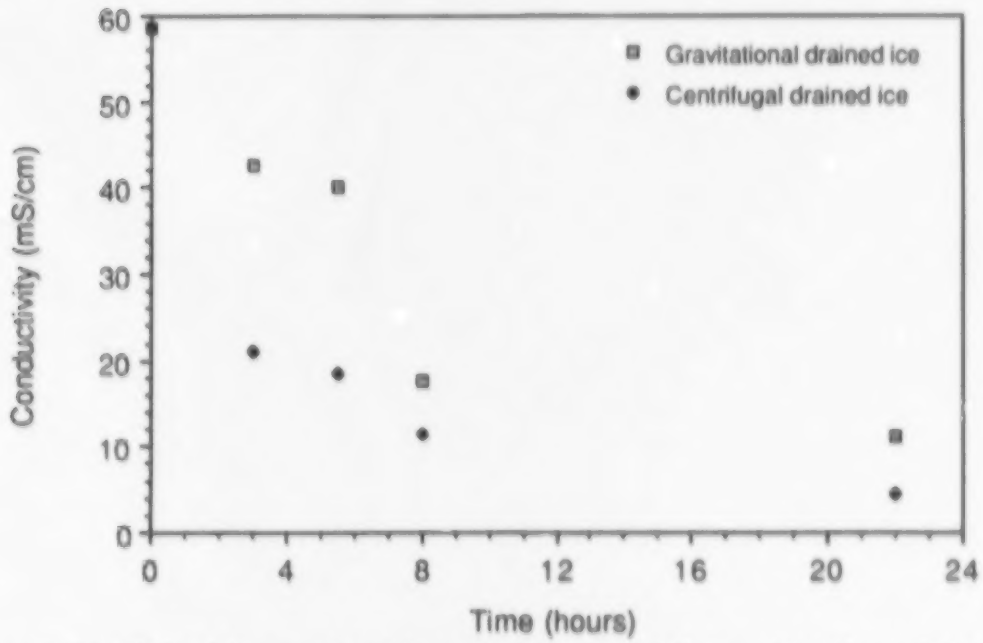


Figure A.20: Melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Salt water. Salinity: 5%.

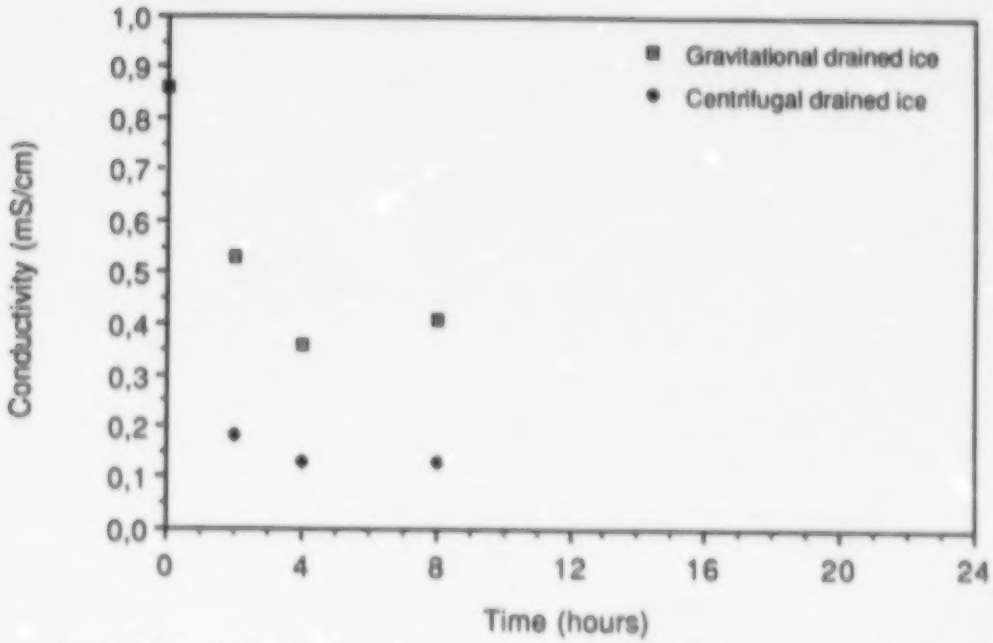


Figure A.21: Melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Polluted water. Impurities concentration is once the limit value.

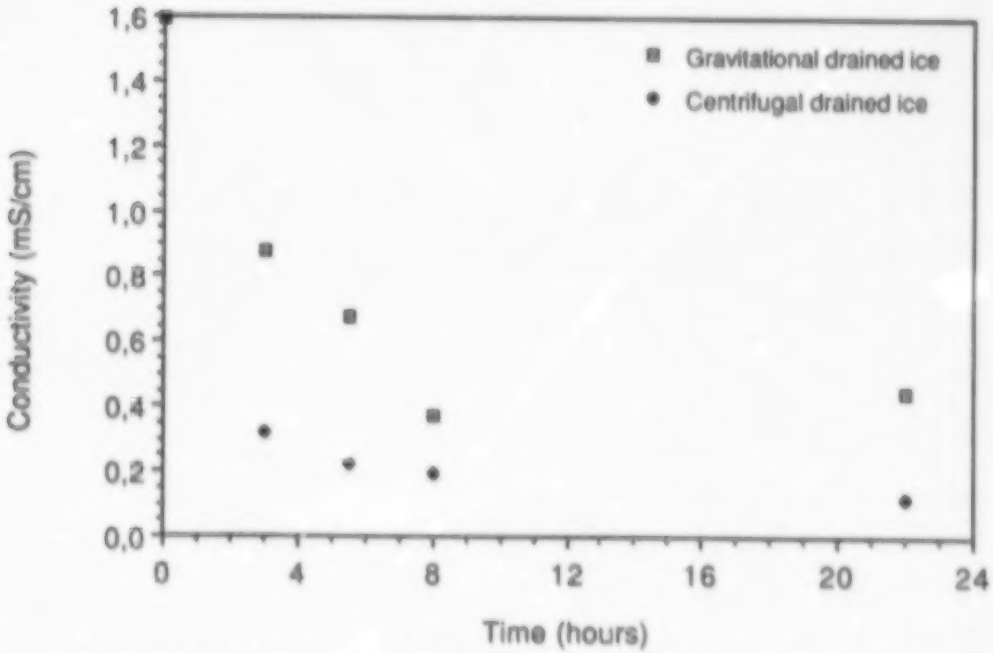


Figure A.22: Melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Polluted water. Impurities concentration is twice the limit value.

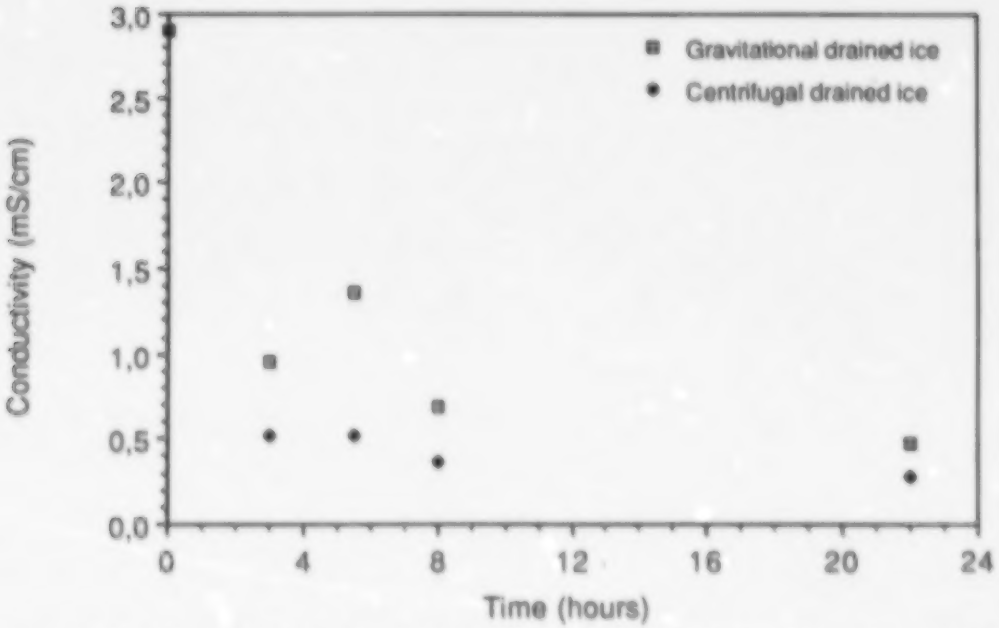


Figure A.23: Melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Polluted water. Impurities concentration is 4 times the limit value.

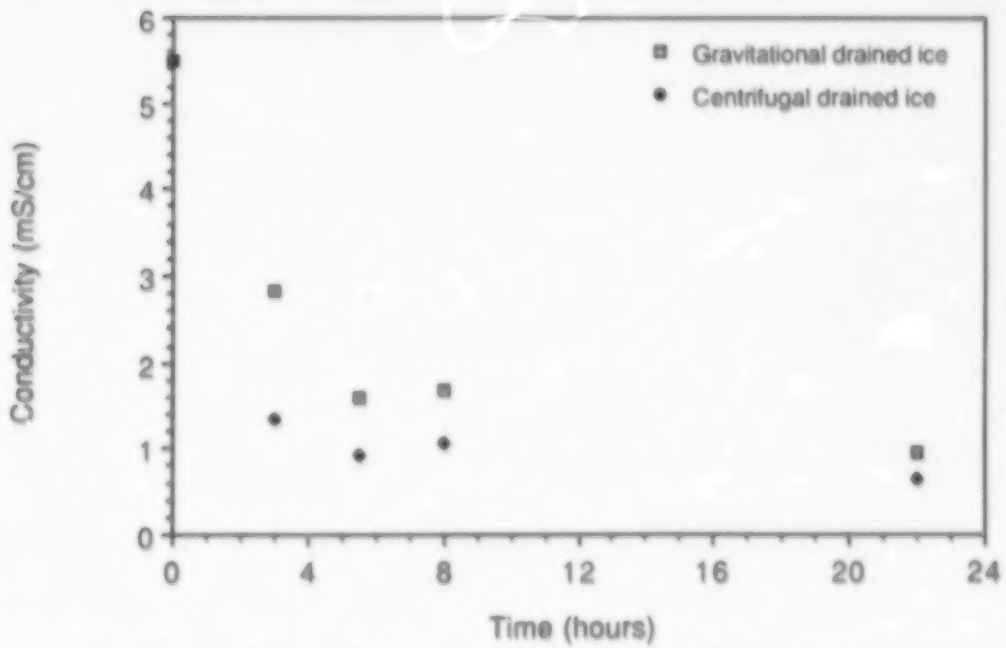


Figure A.24: Melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Polluted water. Impurities concentration is 8 times the limit value.

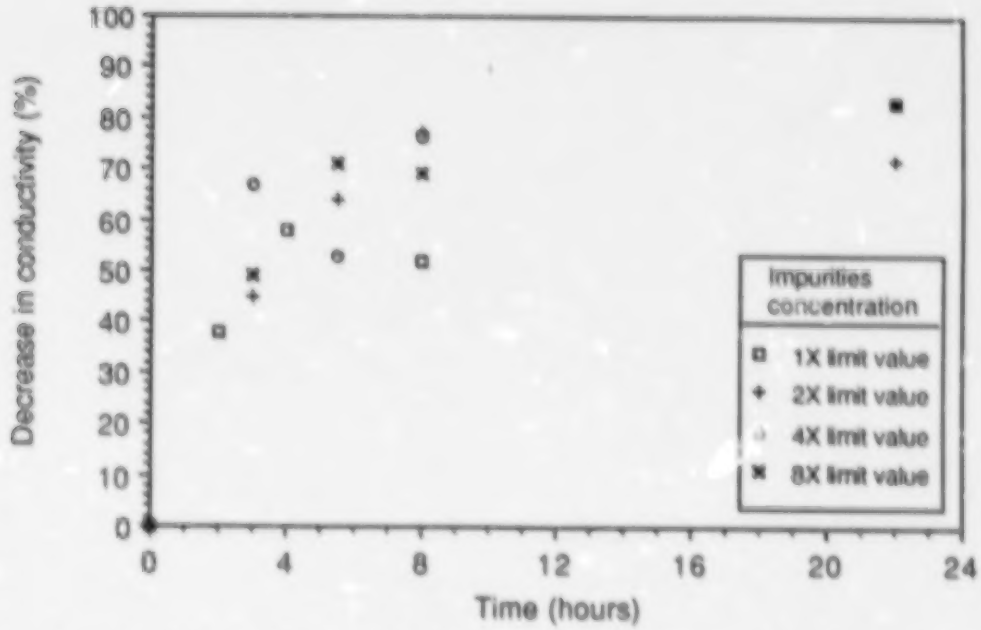


Figure A.25: Decrease in melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Polluted water. Impurities concentration: 1 to 8 times the limit value. Gravitational drained ice.

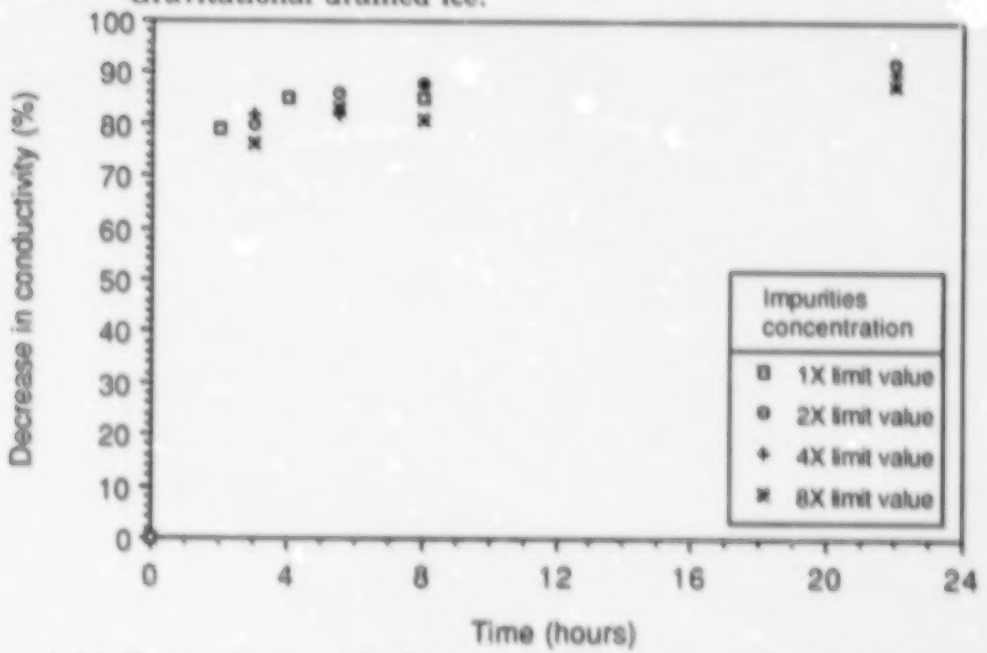


Figure A.26: Decrease in melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Polluted water. Impurities concentration: 1 to 8 times the limit value. Centrifugal drained ice.

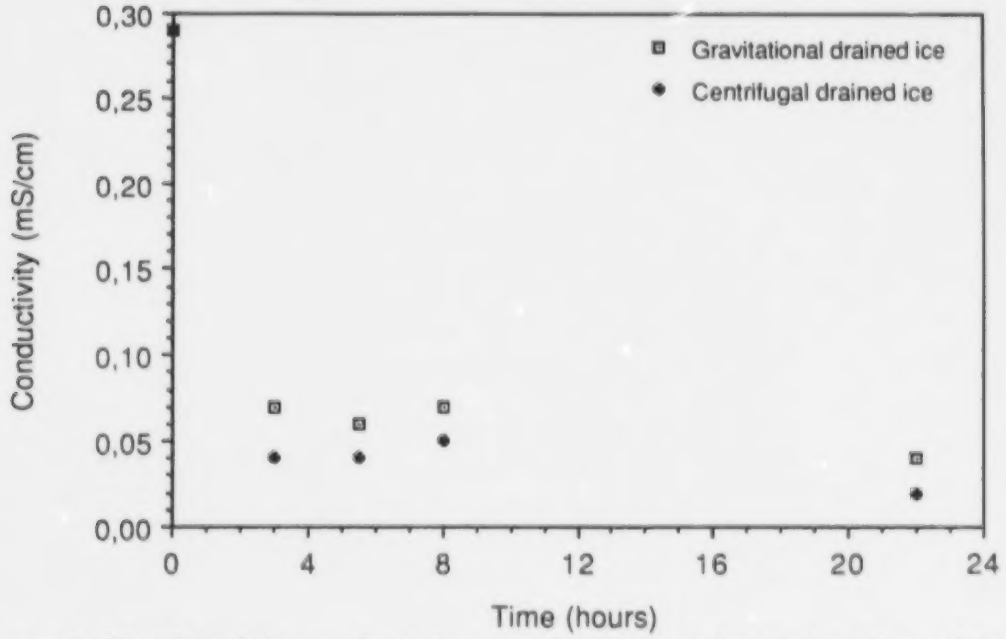


Figure A.27: Melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Surface water.

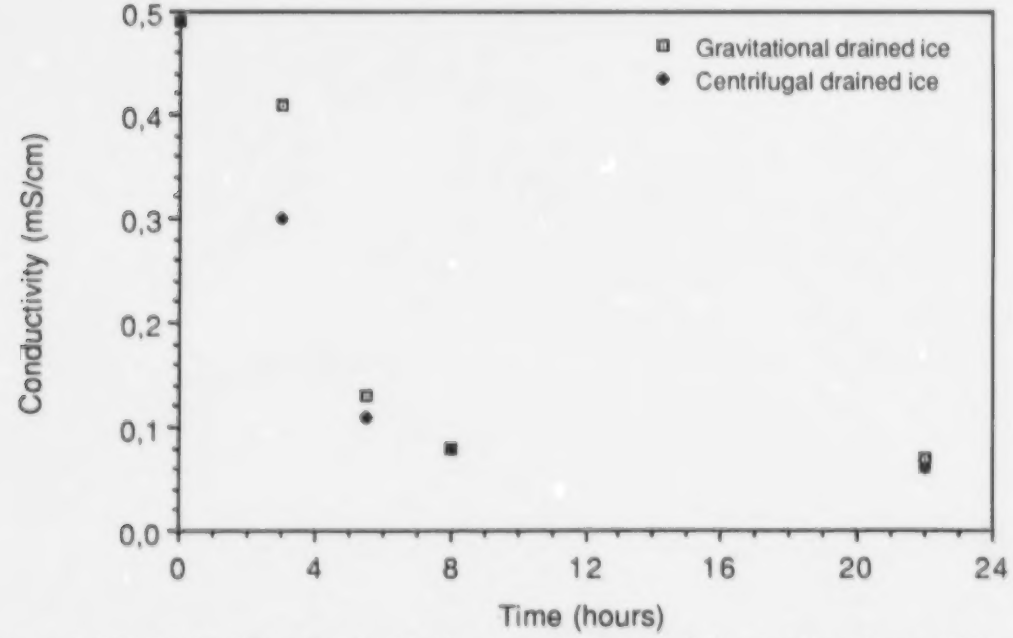


Figure A.28: Melted ice conductivity as a fonction of the resting-time of the ice in the reservoir. Anti-corrosion additive added to tap water.

ANNEXE B

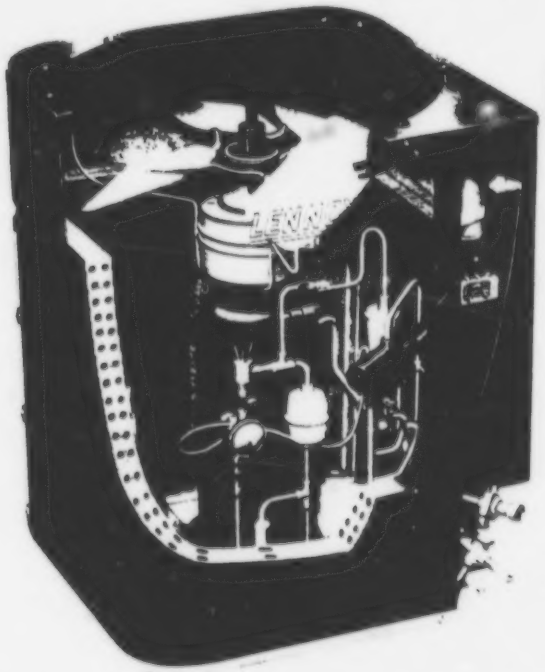
SPECIFICATIONS TECHNIQUES DES COMPOSANTES DU PROTOTYPE DE DEMONSTRATION SUPERPAC

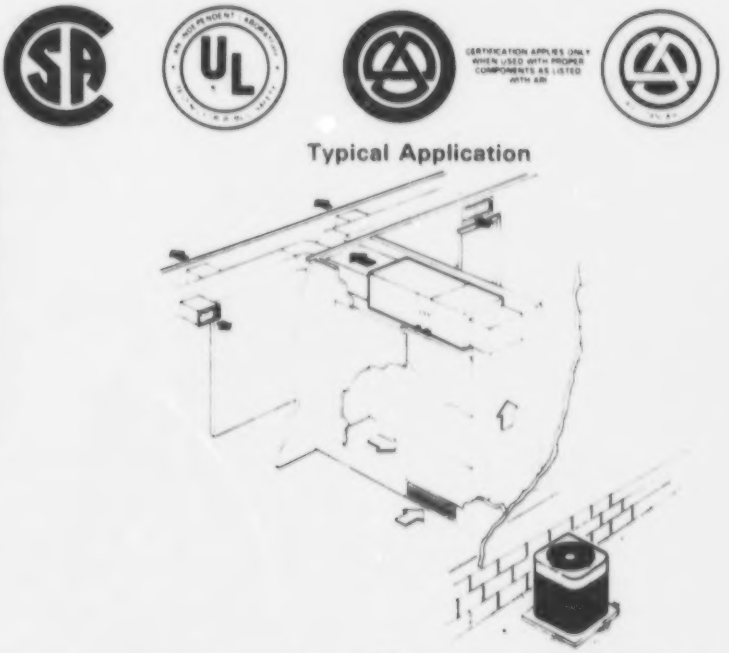
LENNOX®

HP20 SERIES
HEAT PUMP OUTDOOR UNITS

***27,000 to 43,000 Btuh (7.9 to 12.6 kW) Cooling Capacity**
***27,600 to 40,000 Btuh (8.1 to 11.7 kW) Heating Capacity**

*ARI Standard 240 Certified Ratings





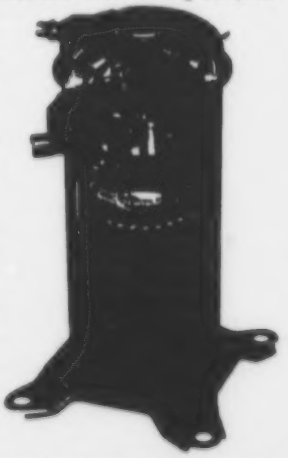
Typical Application

Application — The HP20 series outdoor units with matching indoor units are designed for applications in apartments, hotels, motels, condominiums, new single family housing or retrofits. HP20 units have SEER's of up to 11.60 with a cooling capacity range of 27,600 to 43,000 Btuh and a COP rating of up to 3.30 with a heating capacity range of 27,600 to 40,000 Btuh. Matching indoor units may be Lennox electric furnaces with the indoor coil upstream from the heat section (a pure pump system), or may be any Lennox furnace with the necessary system design requirements that has the indoor coil installed downstream from the furnace heat section (HPC3 add-on pump system. See page 3 in this section.) The ARI Ratings table in this bulletin outlines the various combinations available. For complete indoor unit data refer to the individual coil bulletins and furnace bulletins. Outdoor units are shipped factory assembled, piped and wired. Each unit is test operated at the factory to ensure proper operation. The installer has only to set outdoor unit in the desired location, connect refrigerant lines and make electrical connections.

Approvals — Units have been tested with matching indoor units in the Lennox Research Laboratory and rated in accordance with ARI Standard 240-81. In addition, units are C.S.A. and U.L. Listed and have been sound rated in the Lennox reverberant sound test room in accordance with ARI Standard 270-84. Units and components within are bonded for grounding to meet safety standards for servicing required by C.S.A. and C.E.C.

Copper Tube Outdoor Coil — Lennox designed and fabricated coil is constructed of precisely spaced ripple-edge aluminum fins machine fitted to seamless copper tubes. Precise coil circuiting gives uniform refrigerant distribution for high efficiency. Extra large four sided wraparound coil configuration provides extra large surface area for excellent heat transfer with minimum air resistance. Fins are equipped with collars that grip tubing for maximum contact area. Inverted coil circuiting prevents ice buildup at coil base in low ambients. Discharge gas enters bottom of coil during defrost and heat of refrigerant flows counter to water drainage resulting in extremely clean and unobstructed fins and tubes. Fin spacing allows rapid and complete water drainage. Flared tubing connections and silver soldering provide tight, leakproof joints. Long life copper tubing is corrosion-resistant and easy to service. Coil is factory tested under high pressure to insure leakproof construction. Corrosion resistant PVC coated coil guard is furnished as standard. Entire coil is accessible for cleaning.

Copeland® Compliant Scroll™ Compressor — High efficiency compressor features durability, steady uniform suction flow, constant discharge flow, high volumetric efficiency, quiet operation and the ability to start under any system load. Use of the scroll compressor eliminates the need for accumulator, crankcase heater, start capacitor and start relay. The compliant scroll type compressor is a simple compression concept design consisting of two involute spiral scrolls matched together to generate a series of crescent-shaped gas pockets between them. During compression, one scroll is stationary while the other is allowed to orbit, not rotate, around the fixed one. As this motion occurs, gas is drawn into the outer pocket sealing off the open passage. As the spiral movement continues, the pockets between the scrolls are slowly pushed to the center of the scrolls while simultaneously being reduced in volume. When the pocket reaches the center, the gas is now at high pressure and is forced out of a port located in the center of the fixed scroll. During compression, several pockets are being compressed simultaneously resulting in a smooth, nearly continuous compression cycle. Continuous flank contact, maintained by centrifugal force, minimizes gas leakage and maximizes efficiency. The scroll compressor is tolerant to the effects of liquid slugging and contaminants. Should this occur, the scrolls separate and allow the liquid or contaminants to be worked to the center and discharged. Low gas pulses during compression minimize operational sound level. Factory installed muffler in discharge line, external to the compressor, provides additional sound reduction. Motor is internally protected from excessive current and temperature. Discharge temperature thermostat protects compressor from high discharge temperature. Compressor is installed in the unit on resilient rubber mounts, assuring vibration free operation.



NOTE — Specifications, Ratings and Dimensions subject to change without notice.

FEATURES

Equipment Warranty – The compressor has a limited warranty for a full five years. All other components have a limited warranty for one year. Refer to Lennox Equipment Limited Warranty packed with the unit.

Weather Resistant Cabinet – Heavy gauge galvanized steel cabinet is subject to a five station metal wash process. This preparation process results in a perfect bonding surface for the finish coat of baked-on enamel. The outdoor enamel paint finish gives the cabinet long lasting protection from the weather. Drainage holes are furnished in the base and base channels for moisture removal. Heavy duty channels under the base raise the unit off the mounting surface away from the damaging moisture. Control box is conveniently located for easy access with all controls installed and pre-wired at the factory.

Powerful Outdoor Fan – Efficient direct drive fan moves large volumes of air uniformly through the entire outdoor coil resulting in high refrigerant cooling capacity. Vertical discharge of air minimizes operating sounds and eliminates hot air damage to lawn and shrubs. Fan motor is totally enclosed for maximum protection from weather, dust and corrosion. A rain shield on the motor provides additional protection from moisture. Fan service access is accomplished by removal of fan guard. Corrosion resistant PVC coated steel wire fan guard is furnished as standard.

Refrigerant Line Connections, Electrical Inlets and Service Valves – Vapor and liquid line connections are located outside of the cabinet and are made with sweat connections. Brass service valves prevent corrosion and provide access to refrigerant system. Drier with internal check valve and strainer are factory installed in the liquid line. One-shot vapor valve, liquid line service valve and gauge ports are accessible outside of the cabinet. A field installed thermometer well is furnished. Refrigerant line connections, valve and field wiring inlets are all conveniently located in one central area of the cabinet. See dimension drawing.

Defrost Control – A factory installed clock timer defrost control is furnished as standard equipment. It gives a defrost cycle for every 45 or 90 minutes (adjustable) of compressor "on" time at outdoor temperature below 35°F (20°C). A sensing element mounted on the outdoor coil determines when the defrost cycle is required. Defrost pressure switch on the liquid line terminates cycle.

Expansion Valve – Designed and sized specifically for use in heat pump system. Sensor is located on the suction line between reversing valve and compressor thus sensing suction temperature in any cycle. Factory installed.

Reversing Valve – 4-way interchange reversing valve effects a rapid change in direction of refrigerant flow resulting in quick changeover from cooling to heating and vice versa. Valve operates on pressure differential between outdoor unit and indoor unit of the system. Factory installed.

Timed-Off Control – Furnished and factory installed. Provides low voltage protection and prevents compressor short-cycling. Automatic reset control provides a time delay between compressor shutoff and start-up.

Thermostat Furnished (Shipped Separately) – Two stage heating and single stage cooling thermostat with emergency heat subbase is furnished as standard equipment. Thermostat and subbase are shipped in a separate package and are not in the package with the unit. For alternate thermostats available see the Lennox Price Book. Thermostat is equipped with adjustable heat anticipation, temperature setting scale in °F and °C, manual system selector switch (Em. Heat - Heat - Off - Cool), fan selection switch (Auto - On) for continuous or intermittent blower operation, two indicator lights ("Red" light indicates heat pump malfunction, "Amber" light indicates emergency heat mode and system is operating on auxiliary electric heat only) and connections for an ambient compensating thermistor that varies the heat anticipator resistance as outdoor ambient temperature changes. Separate bulbs control compressor and auxiliary heating operation. Emergency Heat Relay (P-8-3251) is required for use with outdoor thermostat applications. Relay must be ordered extra.

Refrigerant Line Kits (Optional) – Lines are available in several lengths and must be ordered extra. See Refrigerant Line Kit table for selection. The refrigerant lines (vapor and liquid) are shipped refrigeration clean. Lines are cleaned, dried, pressurized and sealed at the factory. Vapor line is fully insulated. Lines are furnished with a flare fitting (indoor unit connection) on one end and less any fitting (stubbed) on the opposite end for connection to the outdoor unit. Refrigerant line length should not exceed 50 ft. (15m) in any installation.

Mounting Base (Optional) – Rugged mounting base provides permanent foundation for outdoor units. High density polyethylene structural material is lightweight, sturdy, sound absorbing and will withstand the rigors of the sun, heat, cold, moisture, oil and refrigerant. Will not mildew or rot. Can be shipped singly or in packages of 6 to a carton. HP20-311 and HP20-411 models use the MB1-22 base (99C78) 22-1/4" x 22-1/4" x 3" (565mm x 565mm x 76mm) shipping weight 10 lbs. (5kg). HP20-461 model uses the MB1-32 base (83C83) 32" x 34" x 3" (813mm x 864mm x 76mm) shipping weight 15 lbs. (7kg).

Outdoor Thermostat Kit (Optional) – An outdoor thermostat can be used to lock out some of the electric heating elements on indoor units where two stage control is applicable. Outdoor thermostat maintains the heating load on the low power input as long as possible before allowing the full power load to come on the line. Thermostat kit (LB-29740BA) and mounting box (M-1595) must be ordered extra.

Check and Expansion Valve Kits (Optional) – Must be ordered extra and field installed on some indoor units. See ARI Ratings table.

SPECIFICATIONS

Model No.		HP20-311	HP20-411	HP20-461
Outdoor Coil	Net face area – sq. ft. (m^2)	7.39 (0.69)	9.24 (0.86)	11.39 (1.06)
	Tube diameter – in. (mm)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
	No. of rows	2	2	2
	Fins per inch (m)	20 (787)	20 (787)	18 (709)
Outdoor Fan	Diameter – in. (mm)	18 (457)	18 (457)	22 (559)
	No. of blades	4	4	4
	Motor hp (W)	1/6 (124)	1/6 (124)	1/3 (249)
	Cfm (L/s)	2400 (1135)	2600 (1225)	3800 (1795)
	Rpm	1040	1060	1060
	Watts	250	260	400
Refrigerant-22 (charge furnished)		6 lbs. 1 oz. (2.75kg)	6 lbs. 15 oz. (3.15kg)	8 lbs. 5 oz. (3.77kg)
Liquid line connection – in. (mm) sweat		3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
Vapor line connection – in. (mm) sweat		3/4 (19)	3/4 (19)	7/8 (22.2)
Shipping weight – lbs. (kg)		148 (67)	170 (77)	217 (98)
*Number of packages in shipment		2	2	2

*Packages consist of assembled unit and thermostat with subbase.

ARI RATINGS

Outdoor Unit Model No. *ARI Stand. 270 SRN (bels)	*ARI Standard 240 Ratings											Indoor Unit	☆Check and Expansion Valve Kit
	Cooling Capacity Btuh (kW)	High Temp. Htg. Cap. Btuh (kW)	Low Temp. Htg. Cap. Btuh (kW)	Total Unit Cooling Watts	Clg. C.O.P.	SEER (Btuh/ Watt)	EER (Btuh/ Watt)	Total Unit High Temp. Htg. Watts	High Temp. Htg. C.O.P.	Total Unit Low Temp. Htg. Watts	Low Temp. Htg. C.O.P.		
HP20-311 (7.6)	27,000 (7.91)	28,200 (8.26)	17,100 (5.01)	3000	2.65	9.90	9.00	2805	2.94	2530	1.98	**C16-31FF **CR16-31FF	LB-34792BG
	27,600 (8.09)	28,000 (8.20)	17,200 (5.04)	3075	2.60	9.90	8.95	2775	2.96	2505	2.00	**CH16-31FF	
	27,600 (8.09)	27,600 (8.09)	17,000 (4.98)	3085	2.60	9.80	8.95	2690	3.00	2410	2.06	CVP10-26/ EC10Q3	†Factory Installed
	27,800 (8.15)	26,400 (7.74)	15,900 (4.66)	2866	2.84	10.90	9.70	2512	3.08	2284	2.04	CB19-26 CBH19-26	LB-34792BG
	28,200 (8.26)	27,800 (8.15)	17,000 (4.98)	3095	2.65	10.05	9.10	2720	3.00	2430	2.04	CB18-31 CBS18-31	
	28,800 (8.44)	28,000 (8.20)	17,000 (4.98)	3075	2.75	10.25	9.35	2685	3.06	2405	2.08	CB18-41 CBS18-41	
HP20-411 (7.8)	33,000 (9.67)	32,600 (9.55)	20,200 (5.92)	3605	2.70	10.00	9.15	3180	3.00	2895	2.04	CVP10-31/ EC10Q3	†Factory Installed
	33,000 (9.67)	32,800 (9.61)	20,200 (5.92)	3575	2.70	10.25	9.25	3195	3.00	2890	2.04	CB18-41 CBS18-41	LB-34792BG
	33,000 (9.67)	33,200 (9.73)	20,400 (5.98)	3585	2.70	10.15	9.20	3255	3.00	2930	2.04	**C16-41FF **CR16-41FF	
	33,400 (9.79)	31,800 (9.32)	19,500 (5.71)	3479	2.81	10.90	9.60	3025	3.08	2747	2.08	CB19-41 CBH19-41	
	33,800 (9.90)	33,400 (9.79)	20,600 (6.04)	3625	2.75	10.35	9.35	3180	3.08	2915	2.08	**CH16-41FF	
	34,600 (10.14)	33,000 (9.67)	20,400 (5.98)	3655	2.75	10.45	9.45	3150	3.06	2880	2.08	CB18-51 CBS18-51	
HP20-461 (8.2)	38,800 (11.37)	39,500 (11.57)	22,400 (6.56)	4041	2.81	10.90	9.60	3640	3.18	3218	2.04	CB19-41 CBH19-41	LB-34792BG
	39,000 (11.43)	40,000 (11.72)	25,200 (7.38)	4125	2.75	10.35	9.45	4005	2.94	3525	2.08	**C16-41FF **CR16-41FF	
	39,500 (11.57)	38,500 (11.28)	24,800 (7.27)	4170	2.80	10.20	9.50	3805	2.96	3400	2.14	CVP10-46/ EC10Q4	†Factory Installed
	40,000 (11.72)	40,000 (11.72)	25,000 (7.33)	4175	2.80	10.45	9.55	3825	3.04	3455	2.12	**CH16-41FF	LB-34792BG
	40,000 (11.72)	40,000 (11.72)	25,200 (7.38)	4270	2.75	10.30	9.35	3840	3.06	3465	2.14	CB18-51 CBS18-51	
	43,000 (12.60)	40,000 (11.72)	23,000 (6.74)	4095	3.08	11.60	10.50	3552	3.30	3209	2.10	CB19-51 CBH19-51	

* Sound Rating Number in accordance with ARI Standard 270.

* Rated in accordance with ARI Standard 240 with 25 ft. (7.6m) of connecting refrigerant line.
Cooling Ratings – 95°F (35°C) outdoor air temperature and 80°F (27°C) db 67°F (19°C) entering indoor coil air.
High Temperature Heating Ratings – 47°F (8°C) db 43°F (6°C) wb outdoor air temperature and 70°F (21°C) db entering indoor coil air.
Low Temperature Heating Ratings – 17°F (–8°C) db/15°F (–9°C) wb outdoor air temperature and 70°F (21°C) db entering indoor coil air.

** Use with any Lennox furnace with necessary system design requirements. See individual bulletins for furnace and coil data.

☆ Kits must be ordered extra and field installed.

† Furnished as standard with coil.

REFRIGERANT LINE KITS

Outdoor Unit Model No.	Line Set Model No.	Line Length feet	Line Length m	Liquid Line o.d. in (mm)	Vapor Line o.d. in. (mm)
HP20-311 HP20-411	L10-41-20	20	6	3/8 (9.5)	3/4 (19)
	L10-41-30	30	9		
	L10-41-40	40	12		
	L10-41-50	50	15		
HP20-461	L10-65-30	30	9	3/8 (9.5)	7/8 (22.2)
	L10-65-40	40	12		
	L10-65-50	50	15		

NOTE – Refrigerant lines must not exceed 50 ft. (15m) in any installation.

Application Engineering Bulletin
AE-1280

August 1, 1988

APPLICATION GUIDELINES FOR COPELAND COMPLIANT SCROLL COMPRESSORS

Introduction

The Compliant Scroll Compressor has been under development at Copeland since 1979 and is the most efficient and durable compressor we have ever developed for residential air conditioning and heat pump applications. Compliant Scroll compressors have fewer moving parts and no dynamic suction or discharge valves. In addition, they offer very low vibration and sound levels and are very tolerant to stresses caused by liquid slugging, flooded starts, and debris commonly found in residential split air conditioning and heat pump systems.

The operating principles of the Compliant Scroll are described in Figure 1.

Application Considerations

Since the Compliant Scroll is a new type of compressor, there are a number of application characteristics which are different from the traditional reciprocating compressor. These are detailed below.

Accumulators

Due to the Compliant Scroll's inherent ability to handle liquid refrigerant in flooded start and defrost cycle operation, no accumulator is required for durability below system charge levels listed in the Scroll Compressor Application Diagram (Figure 4). However, large volumes of liquid refrigerant which repeatedly flood back to the compressor during normal off cycles or excessive liquid refrigerant floodback during steady operation can dilute the oil in any compressor to the point that bearings are inadequately lubricated and wear may occur. To test for these conditions see the section entitled EXCESSIVE LIQUID REFRIGERANT FLOODBACK TESTS at the end of this Bulletin.

Crankcase Heat

Due to the Compliant Scroll's inherent ability to handle liquid refrigerant in flooded conditions, no crankcase heater is required.

Reversing Valves

Since Compliant Scroll compressors have very high volumetric efficiency, their displacements are lower than for comparable capacity reciprocating compressors. As a result, Copeland recommends that the capacity rating on reversing valves be no more than 1.5 to 2 times the nominal capacity of the compressor with which it will be used in order to ensure proper operation of the reversing valve under all operating conditions.

The reversing valve solenoid should be wired so that the valve does not reverse when the system is shut off by the operating thermostat in the heating or cooling mode. If the valve is allowed to reverse at system shutoff, suction and discharge pressures are reversed to the compressor. This results in a condition of system pressures equalizing through the compressor, which can cause the compressor to slowly rotate until the pressures equalize. This condition does not affect compressor durability but can cause unexpected sound after the compressor is turned off.

© 1988 Copeland Corporation

Discharge (Top Cap) Thermostat

Internal discharge temperatures reached under some extreme operating conditions (such as loss of charge or extremely high compression ratio caused by failure of evaporator fan) can cause compressor damage. In order to guarantee positive compressor protection, a thermostat has been designed into the Compliant Scroll which senses dangerous discharge temperature levels and removes power from the compressor until temperature levels are safe again. See Figure 2 for wiring details. The approximate thermostat cut-out/cut-in temperatures are 280/130° F. THIS PROTECTIVE DEVICE SHOULD NEVER BE BYPASSED FOR ANY PURPOSE.

The thermostat can be tested for proper operation by the following procedures:

To check for low temperature operation, check electrical continuity with the thermostat below 130° F. If the thermostat shows open it should be replaced.

To check for high temperature protection, the thermostat should remain closed for increasing discharge line temperatures up to 280° F. and then open as temperature rises above 280° F. If the thermostat is open when temperature is between 130 and 280° F., the thermostat will have to be allowed to cool to 130° F. to close before testing high temperature operation. If the thermostat opens below 280° F. with rising temperature it should be replaced.

The thermostat can be replaced by following these steps. Carefully pry the plastic cover open with a screwdriver. The thermostat is held to the bottom of the well with adhesive. Pry the thermostat from the well. The replacement thermostat does not require adhesive but must be held down with the neoprene spacer provided with the cover. The new cover is held down by snapping the prongs into the rim of the thermostat well after a silicone sealant provided to reseal the cover, is applied to the rims of the well and cover.

Motor Protection

Conventional inherent internal line break motor protection is provided.

Oil Type

Conventional white oil (Sontex 200 LT) is used in Copeland Compliant Scroll compressors. White oil is compatible with 3GS, and 3GS oil may be used if the addition of oil in the field is required. See Table 2 for field oil recharge values.

Suction and Discharge Mufflers

Flow through Compliant Scroll Compressors is continuous and has relatively low pulsations. External mufflers, where they are normally applied to piston compressors today, may not be required for Compliant Scroll. Because of variability between systems, however, individual system tests should be performed to verify acceptability of sound performance.

Low Ambient Cut-Out

Low ambient cut-outs are not required.

Starting Characteristics

No start assist devices are ever required, even if a system utilizes non-bleed expansion valves. Due to the inherent design of the Compliant Scroll, the internal compression components always start unloaded even if system pressures are not balanced. In addition, since internal compressor pressures are always balanced at startup, low voltage starting characteristics are excellent for Compliant Scroll compressors.

Fusite

The orientation of the pins on the Fusite for Compliant Scroll compressors is shown in Figure 3 and is also shown inside the terminal box.

Deep Vacuum Operation CAUTION

Because of it's very high volumetric efficiency, a Compliant Scroll Compressor will draw extremely low vacuums when the suction side of the compressor is closed or severely restricted. These vacuums, if achieved, can cause internal Fusite arcing resulting in a damaged or failed compressor. Damage resulting from internal Fusite arcing due to low pressure is obvious at compressor teardown and will result in denial of warranty claims. Because of this characteristic, the "pumping efficiency" of a scroll should never be checked by closing the suction service valve. (See COMPLIANT SCROLL FUNCTIONAL CHECK, below)

In addition to possibly damaging the Fusite, the internal arcing caused by operation of Compliant Scroll compressors at deep vacuum conditions may cause tripping of circuit breakers, blowing of fuses, or tripping of the external compressor thermostat.

Compliant Scroll Compressors (as with any refrigerant compressor) should never be used to evacuate a refrigeration or air conditioning system. (See Application Engineering Bulletin AE 24-1105 for proper system evacuation procedures).

Nomenclature

The model numbers of Compliant Scroll Compressors have been designed to include the nominal capacity at ARI operating conditions. Please refer to the product literature for details pertaining to other information contained in the model number.

Shutoff

Since the Compliant Scroll compressor is also an excellent gas expander, the compressor may run backwards for a very brief period at shutoff as the internal pressures equalize. A check valve in the discharge of the compressor prevents the compressor from running backwards for more than a second or two. This momentary reversal of direction of the scrolls has no effect on compressor durability and is entirely normal.

Suction and Discharge Tubes

Compliant Scroll Compressors have copper plated steel suction tubes. These tubes are far more rugged and less prone to leaks than copper tubes used on other compressors. Due to the different thermal properties of steel and copper, brazing procedures may have to be changed from those commonly used. See Figure 5 for suggestions for assembly line and field brazing procedures.

Compliant Scroll Functional Check

Since Compliant Scroll compressors do not have internal suction valves or dynamic discharge valves which can be damaged it is not necessary to perform functional compressor tests where the compressor is turned on with the suction service valve closed to check how low the compressor will pull suction pressure. In fact this type of test may actually damage a Compliant Scroll Compressor (and other types of compressors, also). (See "DEEP VACUUM OPERATION CAUTION, above). Rather, the following diagnostic procedure should be used to evaluate whether a Compliant Scroll compressor is functioning properly.

1. Proper voltage to the unit should be verified.

2. If the compressor will not run, the discharge (top cap) thermostat should be checked for continuity to determine if it has opened and removed power from the compressor. If it is open, the compressor must be allowed to cool sufficiently to reset the thermostat. The normal checks of motor winding continuity and short to ground should be made to determine if the inherent internal overload motor protector has opened or if an internal short to ground has developed. If the protector has opened, the compressor must be allowed to cool sufficiently to allow it to reset.

3. Proper indoor and outdoor fan/blower operation should be verified.

4. With service gauges connected to suction and discharge pressure fittings, turn on the compressor. If suction pressure falls below normal levels the system is either low on charge or there is a flow blockage in the system.

5. If suction pressure does not drop and discharge pressure does not rise to normal levels either the reversing valve (if so equipped) or the compressor is faulty. Use normal diagnostic procedures to check operation of the reversing valve.

6. If the reversing valve (if so equipped) checks out satisfactorily, then the compressor current draw must be compared to published compressor performance curves at the compressor operating conditions (pressures and voltages) and significant deviations (+/- 15%) from published values may indicate a faulty compressor.

Excessive Liquid Floodback Tests

The following test are for those system configurations and charge levels identified in Figure 4 which need special testing to verify exemption from need of an accumulator.

To test for **excessive continuous liquid refrigerant floodback**, it is necessary to operate the system in a test room at conditions where steady state floodback may occur (low ambient heating operation). Thermocouples should be attached to the suction and discharge lines (approximately 6 inches from the shell) of the compressor and insulated. If the system is designed to be field charged it should be overcharged by 10 to 20% in this test to simulate overcharging commonly found in field installations.

The system should be operated at an indoor temperature of 70° F. and outdoor temperature extremes (0° F. or lower in heating) which produce floodback conditions. The compressor suction and discharge pressures and temperatures should be recorded. The system should be allowed to frost up for several hours (disabling the defrost control and spraying water on the outdoor coil may be necessary) to cause the saturated suction temperature to fall to -20° F. or below. If the discharge line temperature is lower than 160° F., then design changes must be made to reduce the amount of floodback or an accumulator must be used.

To test for **repeated excessive liquid floodback** during normal system off-cycles perform the "Field Application Test". Obtain a sample compressor with a side sight tube to measure liquid level in the compressor. Set the system up in a configuration with the indoor unit elevated several feet above the outdoor unit with twenty-five feet of connecting tubing with no traps between the indoor and outdoor units. If the system is designed to be field charged, the system should be overcharged by 10 to 20% in this test to simulate overcharging commonly found in field installations. Operate the system in the cooling mode at the outdoor ambients, on/off cycle times, and number of cycles specified in Table 1. Record the height of the liquid in the compressor at the start of each on cycle, any protector trips, or any compressor stalls during each test. Review the results with Copeland Application Engineering to determine if an accumulator is required for the application.

Table 1
Field Application Test

Operate the system as it would be operated in an actual field installation, cycling the unit on and off for the times indicated at each ambient.

Outdoor Ambient (°F)	85	95	105
System On-Time (Minutes)	7	14	54
System Off-Time (Minutes)	13	8	6
Number of On/Off Cycles	5	5	4

Table 2
Field Oil Recharge Values

Compressor Model No.	Oil Recharge (Fl. Oz.)
ZR28K1	24
ZR34K1	30
ZR40K1	34

1

Compression in the scroll is created by the interaction of an orbiting spiral and a stationary spiral. Gas enters the outer openings as one of the spirals orbits.

2

The open passages are sealed off as gas is drawn into the spiral.

3

As the spiral continues to orbit, the gas is compressed into two increasingly smaller pockets.

4

By the time the gas arrives at the center port, discharge pressure has been reached.

5

Actually, during operation, all six gas passages are in various stages of compression at all times, resulting in nearly continuous suction and discharge.

How A Scroll Works

The scroll is a simple compression concept first patented in 1905. A scroll is an involute spiral which, when matched with a mating scroll form as shown above, generates a series of crescent-shaped gas pockets between the two members. During compression, one scroll remains stationary (fixed scroll) while the other form (orbiting scroll) is allowed to orbit (but not rotate) around the first form. As this motion occurs, the pockets between the two forms are slowly pushed to the center of the two scrolls while simultaneously being reduced in volume. When the pocket reaches the center of the scroll form, the gas, which is now at a high pressure, is discharged out of a port located at the center. During compression, several pockets are being compressed simultaneously, resulting in a very smooth process. Both the suction process (outer portion of the scroll members) and the discharge process (inner portion) are continuous.

Scroll Gas Flow
Figure 1

KCalEx Inc.

P.O. BOX 2349
ROCHELLE COURT
K9J 7Y8

PETERBOROUGH, ONTARIO
CANADA

TEL: (705) 745-9338
TELEX: 06-962880/TRENTOURS

April 25 ,1989

OUR FAX: 705 748-2452

Peter J. Devlin

Peter J. Devlin

CRIQ
333, rue Franquet
C.P. 9038
Sainte-Foy, (Quebec)
G1V 4C7

Att.: Mr. Michel Boulanger
FAX (418) 652-2251

Subject: Our Ref.#1622
Your Ref. FAX April 13/89-Swep Heat Exchanger

WE QUOTE- MODEL B 5 X 14

one only **BRAZED PLATE HEAT EXCHANGER**

each with 1.55 sq. ft. of heat transfer surface in 14 (AISI 316 stainless steel-99.9% pure copper brazing)plates arranged for single pass both sides.

PRICE----------$ 350.00 **CAD**

TERMS & CONDITIONS:

- price includes Duty
- all Taxes are Extra
- delivery 3 days after order (subject to prior sale)
- F.O.B. Peterborough,Ont.
- payment due 100% net 10 days after shipping/invoice date

THERMAL PERFORMANCE 6,210 BTU/H

HOT SIDE-

.67 USGPM Liquid R-22 90 F(in) 35 F(out) P.D.= 0.06 PSI

COLD SIDE-

7.0 USGPM Water 32.5F(in) 34.3F(out)P.D.= 4.1 PSI

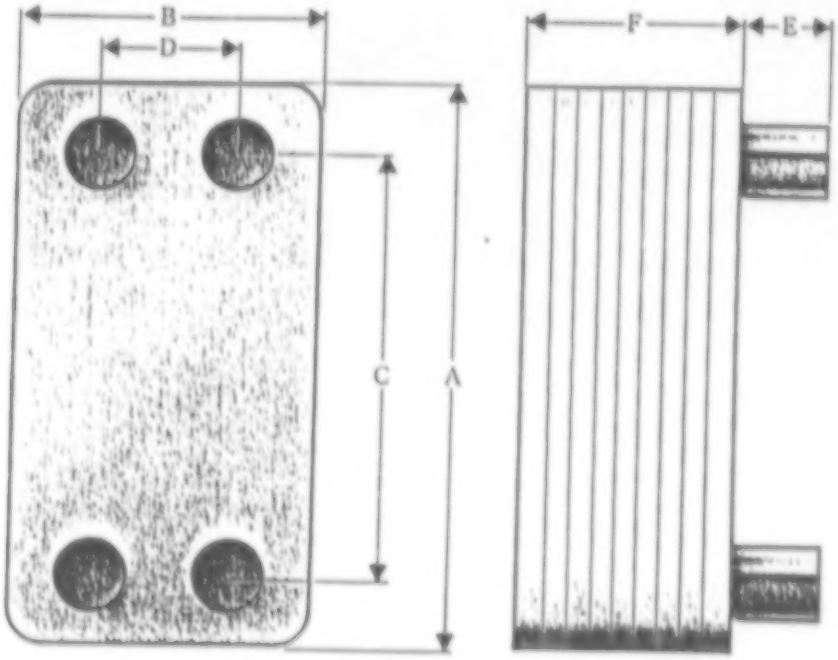
NOTE:Performance is guaranteed in accordance with data and operating conditions stated herein.

EACH BRAZED PLATE HEAT EXCHANGER HAS BEEN CERTIFIED BY THE CANADIAN STANDARDS ASSOCIATION (CSA) AND REGISTERED AS A FITTING WITH THE MINISTRY OF COMMUNITY AND COMMERCIAL RELATIONS (MCCR) -BOILERS BRANCH-/ND WILL CARRY A CANADIAN REGISTRATION NUMBER (CRN).

KCalEx Inc.

P.O. BOX 2349
902 ROCHELLE COURT
PETERBOROUGH, ONTARIO
CANADA K9J 7Y8

BUS. (705) 745 9338
TELEX NO. 06 962 880/Trentcurs



Type	A	B	C	D	F	Max No. of plates	Area/ plate (ft²)	Volume/ channel (ft³)	Max flowrate (GPM)	Weight empty (lb)
	(inch)									
B5	7 1/4"	2 3/4"	6"	1 1/2"	1/4 + NP* x 3/32"	40	0.13	0.00074	13	1.1 + 0.09 x NP*
B8	12 1/8"	2 3/4"	11"	1 1/2"	1/4 + NP* x 3/32"	40	0.25	0.0012	13	1.3 + 0.11 x NP*
B10	11 1/4"	4 1/2"	9 5/8"	2 7/8"	1/4 + NP* x 3/32"	100	0.33	0.0017	53	2.6 + 0.28 x NP*
B15	18 1/4"	2 3/4"	17"	1 1/2"	1/4 + NP* x 3/32"	40	0.39	0.0018	13	1.8 + 0.15 x NP*
B25	20 1/2"	4 1/2"	19"	2 7/8"	1/4 + NP* x 3/32"	100	0.68	0.0034	53	4.4 + 0.53 x NP*
B35	15 1/4"	9 3/8"	12 3/4"	6 7/8"	1/4 + NP* x 3/32"	209	1.0	0.0050	200	7.7 + 0.77 x NP*
V35**	15 1/4"	9 3/8"	12 3/4"	6 7/8"	1/4 + NP* x 3/32"	200	1.0	0.0050	200	7.7 + 0.77 x NP*
B45	20 1/2"	9 3/8"	18"	6 7/8"	1/4 + NP* x 3/32"	209	1.38	0.0066	200	10.1 + 1.04 x NP*
V45**	20 1/2"	9 3/8"	18"	6 7/8"	1/4 + NP* x 3/32"	200	1.38	0.0066	200	10.1 + 1.10 x NP*

*np = No. of plates **V35 and V45 are only to be used as evaporators.

Standard Connections:

Type	Size		E (inch)
	NPT threaded (inch)	soldering (inch)	
B5	1/2"	7/8"	3/4"
B8	1/2"	7/8"	3/4"
B10	1"	1 1/8"	3/4"
B15	1/2"	7/8"	3/4"
B25	1"	1 1/8"	3/4"
B35	1 1/2"	1 5/8"	1 1/16"
V35	1 1/2"	7/8"-1 5/8"*	1 1/16"
B45	1 1/2"	1 5/8"	1 1/16"
V45	1 1/2"	7/8"-1 5/8"*	1 1/16"

*Inlet-outlet connection size on the refrigeration side.

Materials:

Plates and connections: AISI 316
Solder: Copper 99.9%

Working parameters:

Working pressure: max. 430 PSI
Working temp.: max. 365° F
min. -320° F

Approvals

USA: Underwriters Laboratories (UL)
Canada: Canadian Standard Association (CSA)
Germany: Technische Überwachungsverein (TÜV)
Norway: Kjelkontrollen
Sweden: Statens Anläggningsprovning (SA)

Catalog Section V
Series V46
Bulletin No. 1986-X
Supersedes 1986-W

Johnson Controls, Inc.
Control Products Division

1250 East Diehl Road
Naperville, IL 60540

Series V46 Pressure Actuated Water Regulating Valves

Application

The V46 pressure actuated modulating valves come in two types of control action: direct acting or reverse acting. Direct acting V46 valves open on an increase in pressure and are typically used for regulating water cooled condensers. Reverse acting V46 valves close on an increase in pressure and are typically used for bypass service on refrigeration systems, engine cooling, and industrial applications. In addition, V46N (Models ⅛" through 1½") may be used on heat pumps which control water temperature.

Commercial V46 valves (models ⅜" through 1½") are "all range" models which may be used with standard, non-corrosive, R-12, R-22, R-502, etc., refrigerants. V46 models are also available for ammonia refrigerant applications.

V46 valves also come in models designed for Navy or Marine, salt water applications. The bodies of these valves are constructed of bronze, and any metal parts which come into contact with salt water are constructed of nickel silver (monel). These valves are designed to withstand the corrosive action of salt water.

Note: For temperature actuated valves, refer to V47 Bulletin 3184. For special valves to control the flow of liquids other than water, contact the Customer Service Department of Johnson Controls, Inc., Control Products Division.

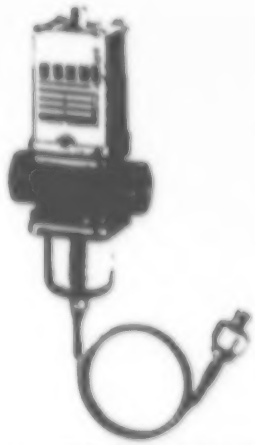


Fig. 1 — V46 All-Range Pressure Actuated Water Regulator.

Specifications

Number	V46	Pressure Actuated Valve
Body Material	Commercial	⅜", ½", or ¾" Sizes Have Cast Brass Bodies, Other Commercial Types Have Cast Iron Bodies with Rust Resisting Finish
	Navy and Maritime	Cast Naval Bronze Body
Extension Sleeve, Disc Stud, Disc Holder Material	Commercial	Brass, Monel is Available at Additional Cost
	Naval	Monel
Valve Seat Material	Commercial	Aluminum Bronze, Nickel Silver (Monel) is Available at Additional Cost
	Naval	Nickel Silver (Monel)
Valve Disc		Buna-N
Diaphragm		Nylon Reinforced Buna-N
Water Supply Pressure		150 PSIG (1034 kPa) Maximum
Water Supply Temperature		170°F (77°C) Maximum
Sensing Element	Non-Corrosive Refrigerants	Brass Bellows in Brass Cup
	Navy or Maritime	Nickel Silver (Monel) Bellows in Brass Cup
	2" and 2½" R-22 Service	Nickel Silver (Monel) Bellows in Brass Cup
	Ammonia Service	Stainless Steel Bellows Steel Cup
Factory Setting		See Table
Set Point Adjustment		Square Adjustment Shaft, Use a Standard Refrigeration Service Valve Wrench
Shipping Weight		See Table
Packaging		Individual Pack

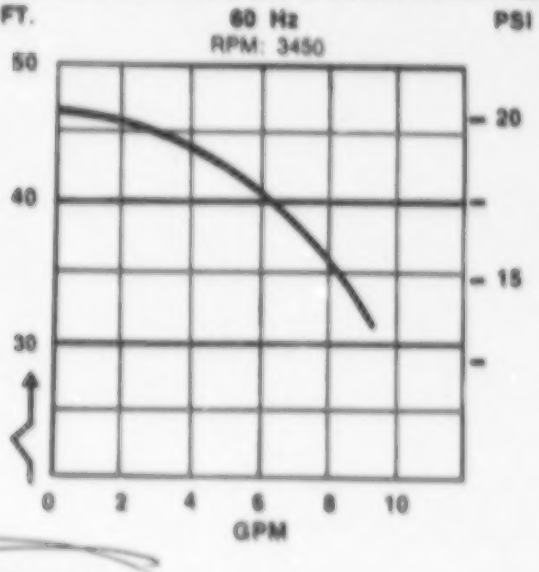
All Series V46 water regulating valves are designed for use only as operating devices. Where system closure, improper flow or loss of pressure due to valve failure can result in personal injury and/or loss of property, a separate pressure relief or safety shutoff valve, as applicable, must be added by the user.

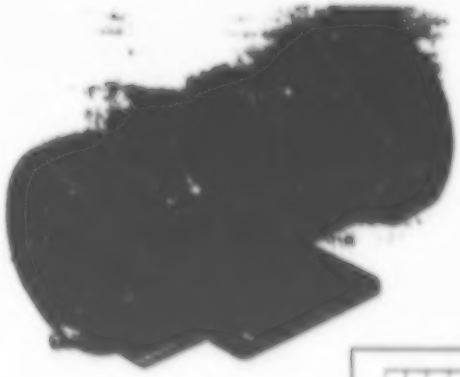
Features

- No close fitting or sliding parts in water passages.
- Range spring does not come in contact with the cooling water.
- Easy manual flushing, if required.
- Valve design minimizes chatter or water hammer.

TYPE S25 & B25

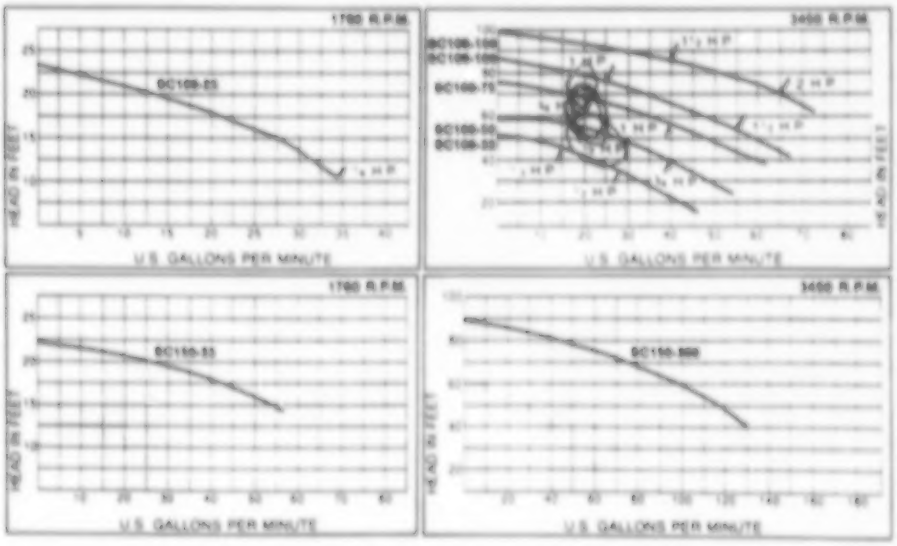
■ Available in 316SS or Bronze ⅓ HP TEFC standard. X-P available ■ Castings are all investment cast for accuracy and surface finish ■ ¼"x½" NPT discharge and suction ■ Viton seals standard with TFE optional ■ Low flow, medium head.





TYPE SC

■ 316 Stainless Steel volute, bracket and shaft ■ Castings are all investment cast for accuracy and surface finish ■ Mechanical seal—316SS and Viton with ceramic seat standard ■ Type 9 (Teflon) available ■ Double Viton seal available; single seal flush available as well ■ ODP, TEFC and X-P motors ■ Sizes: 1" x 1¼" and 1½" x 2".



TYPE SC-V (Vertical)

■ All 316 Stainless Steel wetted parts ■ Sealess design but has a non-metallic throttle and support bushing in liquid ■ Steel (12" x 12") mounting plate standard. SS available along with discharge pipe (24") ■ ODP, TEFC and X-P motors available ■ 316SS shaft extension attached to 56C motor shaft ■ For flow and head data see chart for TYPE SC (above).